

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

О. О. Алексахін

**ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ
МІКРОРАЙОННИХ СИСТЕМ
ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

МОНОГРАФІЯ

ХАРКІВ ХНАМГ 2010

УДК 658.24
ББК 31.38
А46

Рецензенти:

Кошельник В.М., д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій, Національний технічний університет «ХПІ»,
Єрощенко С.А., д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри теплотехніки та теплових двигунів, Українська державна академія залізничного транспорту,
Маляренко В.А., д-р техн. наук, професор, Харківська національна академія міського господарства.

Рекомендовано до друку Вченою Радою ХНАМГ
протокол № 6 від 26.02.2010 р.

Алексахін О. О.

А46 Теплові розрахунки мікрорайонних систем теплопостачання
монографія / О. О. Алексахін; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.:
ХНАМГ, 2010. – 138 с.

ISBN 978-966-695-172-7

Монографія містить узагальнення основних характеристик систем теплопостачання ряду мікрорайонів м. Харкова; теоретичні основи визначення втрат теплоти трубопроводами розгалужених теплових мереж; формули для обчислення витрат гріючого теплоносія через теплообмінники гарячого водопостачання для двоступінчастих схем приєднання з урахуванням охолодження теплоносія при його транспортуванні; аналіз впливу умов роботи мікрорайонної підігрівної установки гарячого водопостачання на економічну ефективність застосування додаткової теплоізоляції існуючих будівель мікрорайону.

УДК 658.24
ББК 31.38

ISBN 978-966-695-172-7

© О. О.Алексахін, 2010
© ХНАМГ, 2010

	Стор.
Вступ	4
1. Загальна характеристика теплопостачання міст.....	6
1.1. Основні показники забудови міст	6
1.2. Структура системи теплопостачання міста	10
2. Мікрорайонні системи теплозабезпечення.....	18
2.1. Приєднання місцевих систем теплоспоживання до теплових мереж. Теплові пункти	18
2.2. Параметри мікрорайонних мереж (на прикладі м. Харкова).....	38
2.3. Охолодження теплоносія у розгалуджених мережах	50
2.4. Визначення втрат теплоти трубопроводами теплових мереж.....	63
3. Визначення розрахункових параметрів при виборі водопідігрівників	75
3.1. Розрахунки водопідігрівних установок.....	75
3.2. Методики обчислення параметрів теплообмінних апаратів у розрахункових режимах.....	79
3.3. Визначення параметрів теплообмінних апаратів у нерозрахункових режимах.....	81
3.4. Математичне моделювання режимів роботи водопідігрівних установок	84
3.4.1. Двоступінчаста змішана схема приєднання теплообмінних апаратів гарячого водопостачання.....	84
3.4.2. Двоступінчаста послідовна схема приєднання водопідігрівників до теплових мереж.....	92
4. Вплив умов роботи водопідігрівної установки на ефективність додаткового утеплення огорожуючих конструкцій будівель	103
4.1. Стан енергоспоживання у житлово-комунальному господарстві України.....	103
4.2. Матеріали і технології теплоізоляції зовнішніх огорожень	104
4.3. Визначення витрат гріючого теплоносія через теплообмінники гарячого водопостачання в умовах зміни розрахункового опалювального навантаження	109
Додатки	120
Список літератури	135

Вступ

Характерною особливістю теплопостачання великих міст України є утворена в них за декілька десятиліть система централізованого теплопостачання. Централізація вироблення і розподілу теплової енергії сприяла дія ряду факторів, серед яких у першу чергу відзначають краще використання палива, більші можливості з боротьби з забрудненням довкілля, зменшення експлуатаційних витрат. Використання комбінованого вироблення теплової і електричної енергії дозволяє забезпечити на ТЕЦ коефіцієнт використання палива на рівні 85%. Але спорудження потужних ТЕЦ економічно виправдане при наявності великих централізованих споживачів. Необхідність прокладання теплових мереж великої довжини помітно знижує ефективність ТЕЦ і розміри їх використання.

Оцінки, проведені при рівні цін 90-х років минулого століття показали, що використання ТЕЦ для енергозабезпечення міста доцільне при кількості мешканців 250 тис. та більше [1]. Підсумком розвитку тепло забезпечення стало те, що приблизно 70% теплоти генерується централізованими системами, половину вказаної кількості виробляють ТЕЦ.

Забезпечення тепловою енергією споживачів у місті здійснюють також і джерела малої енергетики, для яких в цілому характерний невисокий рівень економічності. Середні питомі витрати умовного палива для малої енергетики достатньо високі (43,5 кг/ГДж) і відповідають величині коефіцієнта корисної дії приблизно 75% [2].

Незважаючи на відомі недоліки централізованих систем теплопостачання і посилення тенденції до децентралізації, існуюча система функціонуватиме ще тривалий час.

Розв'язанню багатьох енергетичних проблем у галузях господарського механізму допомагає проведення активної енергозберігаючої політики. Цей напрям обумовлений, у першу чергу, економічними факторами. Підраховано, що капітальні вкладення на заходи з економії палива і енергії у споживаючих галузях приблизно у 2-3 рази менше, ніж капітальні вкладення, необхідні для вироблення еквівалентної кількості енергії.

За даними [3] загальний обсяг енергозбереження в Україні у 2010 р. становитиме 77,7 – 93,3 млн. т у.п.

Для зниження енерговитратності теплопостачання необхідно провести реновацію генеруючого обладнання ТЕЦ, підвищення ККД котелень, зменшення втрат теплоти в теплових мережах. Важливим резервом підвищення ефективності теплопостачання є зниження втрат теплоти у споживачів.

Основною структурною одиницею забудови великих і середніх міст є мікрорайон. Причому, чітко просліджується тенденція до збільшення загальних розмірів та всіх показників мікрорайонів. За роки становлення і розвитку систем централізованого теплопостачання інженерна інфраструктура мікрорайону стала одним з підрозділів складної,

розгалуженої системи. Мінімізація теплового споживання у мікрорайонах передбачає зниження рівня витрат теплоти системами опалення і гарячого водопостачання, а також витрат теплоти при транспортуванні. Енергозбереження у системах опалення можна забезпечити при реалізації заходів містобудівного характеру (для споруд, що будуються); підвищенням термічного опору огорожуючих конструкцій; зменшенням інфільтрації повітря; застосуванням систем опалення з періодичним режимом роботи. Зниження витрат теплоти в системах гарячого водопостачання можливе шляхом зменшення необґрунтованих витрат води, впровадженням високоефективної теплоізоляції магістралей і стояків; забезпеченням надійної циркуляції гарячої води всередині будівель. Покращити ситуацію з теплопостачанням допоможе обладнання елементів системи засобами автоматизації.

1. Загальна характеристика теплопостачання міст

1.1. Основні показники забудови міст

Згідно з усталеною практикою забудови [4] міста класифікують на малі (до 50 тис. мешканців), середні (від 50 до 100 тис.), великі (від 100 до 250 тис.), крупні (від 250 до 500 тис.), найкрупніші (понад 500 тис. мешканців).

За минулі роки в містобудуванні склалась певна планувальна структура [5]. У крупних і найкрупніших містах вона передбачає створення районів, кожен з яких складається з декількох мікрорайонів.

Розміри і структура житлового району залежать від розміру міста, його планувальної організації, інтенсивності освоєння. Численність житлового району згідно з нормами регламентувалася для середніх і малих міст 25÷40 тис. мешканців і 40÷80 тис. – для крупних і найкрупніших. Територія центру житлового району 2÷5 га.

Мікрорайон є структурною одиницею селітебних зон, що територіально розташована у межах вулиць і магістралей. Основною перевагою мікрорайону, через яку він набув такої популярності протягом останніх десятиліть, була організація громадського обслуговування. У мікрорайонах розміщують такі об'єкти: шкільні та дошкільні дитячі заклади, громадські центри, магазини. Площа мікрорайону залежить від кількості жителів і прийнятого рівня щільності забудови. Рекомендована численність мікрорайонів у крупних і найкрупніших містах становить від 12 до 20 тис. мешканців, у великих і середніх містах – від 6 до 12 тис. мешканців, у малих містах і селищах – від 4 до 6 тис. мешканців [4].

Багатоповерхові житлові будинки – це найбільш масовий вид будівництва у крупних, найкрупніших містах. Вирішальним фактором при підборі типу будинку є його поверховість. Поверховість житлових будинків встановлюють на основі техніко-економічних обґрунтувань з урахуванням архітектурно-композиційних, соціально-побутових, гігієнічних, демографічних вимог і місцевих умов. При визначенні показників економічної ефективності забудови районів будинками з різною кількістю поверхів вплив на результати мають вартісні показники спорудження і експлуатації інженерних мереж. Збільшення кількості поверхів забудови обумовлює тенденцію до скорочення довжини інженерних комунікацій, а отже і зниження їх вартості. Норми передбачали у крупних містах, а також у містах з обмеженими резервами території для їх розвитку або при наявності територій, що вимагають проведення спеціальних інженерних заходів, змішану забудову будівлями у 9 та більше поверхів з частковим застосуванням п'ятиповерхових споруд.

В інших містах і селищах застосовували, як правило, п'ятиповерхову забудову. Кількість поверхів житлових будинків мікрорайону визначає величину площі житлових будівель, яку можна розмістити у мікрорайоні. Залежність щільності житлового фонду, яка є відношенням загальної площі

житлових будівель у м² до площі забудови мікрорайону в Га, від кількості поверхів наведена у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Характеристика забудови житлових мікрорайонів [4]

Кількість поверхів	2	3	4	5	6	7	8	9	12
Щільність житлового фонду м ² /Га	3000	3900	4200	4800	5100	5400	5700	6300	6700

При забудові будинками 16-20 поверхів щільність житлового фонду може бути збільшена до 7500 м²/Га при умові, що розміри земельних ділянок для закладів і підприємств обслуговування мікрорайону задовольняють вимогам норм [4]. Щільність житлового фонду при забудові спорудами з різною кількістю поверхів обчислюють за формулою

$$\bar{n} = \frac{100}{\frac{a_1}{n_1} + \frac{a_2}{n_2} + \frac{a_3}{n_3} + \dots}, \quad (1.1)$$

де a_1, a_2, a_3 – загальна площа будівель прийнятої у проекті поверховості у відсотках загальної площі усіх житлових будівель мікрорайону; n_1, n_2, n_3 – щільність житлового фонду мікрорайону залежно від прийнятої кількості поверхів, визначена за табл. 1.1.

Аналіз параметрів житлових утворень найкрупніших міст України, розташованих у центральній частині та серединних зонах міст дозволяє встановити, що численність населення, а отже щільність житлового фонду, змінюється у широких межах. Мінімальні значення щільності (400-1500 м²/Га) у м. Харкові характерні для житлових утворень, що розміщуються у серединній зоні міста, а максимальні – для периферійних районів – житлових масивів останніх років будівництва (5000-8000 м²/Га) [6].

Важливим нормативним показником житлової забудови є щільність населення, яка є відношенням кількості населення до забудованої території. Ця величина диференціюється залежно від розміру населеного пункту, кліматичного району та цінності міської території.

Складовою частиною інфраструктури міст є інженерна інфраструктура. Інженерне забезпечення сучасного міста – це сукупність систем водопостачання, каналізації, електро-, газо- і тепlopостачання, що забезпечують функціонування і розвиток міста. Системи інженерного забезпечення складаються з головних споруд та інженерних мереж.

Відповідно до структури містобудівельних утворень інженерні мережі розподіляють на мікрорайонні, що обслуговують забудову у межах мікрорайону, магістральні районного значення і магістральні загальноміського значення для забезпечення міста в цілому.

Економічність спорудження і експлуатації мереж тісно пов'язана з такими містоутворюючими факторами, як кількість мешканців, щільність

забудови території, площа забудови, рельєф та гідрогеологічні умови, розміщення головних інженерних споруд.

Величина питомих витрат на комунікації знижується при зростанні кількості мешканців. Згідно з [5] витрати безпосередньо на розподільні мережі коливаються у межах 10-20%, що пояснюється різними місцевими умовами будівництва. Наведені дані свідчать, що житлові масиви ємністю 1050-1350 тис. м² загальної площі є оптимальними з точки зору величини капітальних вкладень на 1 м² площі. Економічно виправданими розмірами мікрорайонів є забудова з кількістю мешканців 8-12 тис.

Щільність забудови безпосередньо пов'язана з кількістю поверхів споруд, яка у свою чергу, формується під впливом таких факторів, як вартість будівель з інженерними системами включно, вартість мікрорайонних мереж, витрати на благоустрій території. При цьому збільшення кількості поверхів з одного боку обумовлює подорожчання будівель, а з іншого – економію витрат на інженерні комунікації мікрорайону за рахунок зменшення території забудови, а отже за рахунок зменшення довжини мереж.

Аналіз результатів експериментального проектування, проведеного в [7], показав, що при збільшенні щільності житлового фонду відзначене зменшення вартості, довжини і металоємності мереж. Для забудови мікрорайонів будинками 4-5 поверхів вплив зміни площі мікрорайону на вартісні показники мереж незначний. При забудові мікрорайонів спорудами 9 поверхів і більше невірний вибір розміру мікрорайону може призвести до значного збільшення витрат на інженерне обладнання, яке за даними [5] може становити до 15%.

Збільшення кількості поверхів забудови обумовлює підвищення рівня питомої щільності навантаження на мережі різного призначення (табл. 1.2), що, у свою чергу, сприяє, як правило, більш раціональному використанню обладнання і мереж. У табл. 1.3 систематизовані основні показники мереж житлового району для порівняльних варіантів забудови [8].

Таблиця 1.2 – Порівняння показників щільності інженерних систем на 1 Га

Інженерна система	Кількість поверхів			
	5	9	12	16
Водопровід	100%	127%	129%	139%
Каналізація	100%	129%	131%	142%
Електропостачання	100%	123%	131%	132%
Теплопостачання	100%	118%	120%	127%
Газопостачання	100%	124%	126%	133%

Таблиця 1.3 – Характеристики інженерних мереж забудови житлових мікрорайонів (на 1000 м²)

Показник	Кількість поверхів			
	5	9	12	16
Питома довжина:				
- водопровід	100%	59%	59%	55%
- каналізація	100%	57%	43%	39%
- електромережі	100%	113%	116%	98%
- теплові мережі	100%	60%	52%	47%
- газові мережі	100%	60%	48%	36%
Питома вартість:				
- водопровід	100%	66%	66%	65%
- каналізація	100%	66%	53%	48%
- електромережі	100%	90%	94%	101%
- теплові мережі	100%	61%	57%	46%
- газові мережі	100%	58%	50%	45%
Питома металоємність:				
- водопровід	100%	73%	74%	73%
- електромережі	100%	118%	121%	121%
- теплові мережі	100%	62%	61%	23%
- газові мережі	100%	51%	49%	45%

Підвищення поверховості з 5 до 16 дозволяє покращити техніко-економічні показники інженерних мереж житлових мікрорайонів. Так, їх довжина у середньому зменшується на 39 %, а металоємність – на 33 %. Вартість спорудження мереж знижується приблизно на 34-38 %. Питоми показники найбільш інтенсивно знижуються при зміні кількості поверхів забудови від 5 до 9, тоді як подальше зростання поверховості забудови не суттєво впливає на показники мереж. Такі висновки співпадають з результатами досліджень інших авторів, які свідчать, що оптимальною кількістю поверхів є 5-12. Як відзначається у [5], дев'ятиповерхова забудова є економічно доцільною не тільки у великих містах, але й в містах інших категорій. Будівництво житлових будинків 16 та більше поверхів виправдане тільки для великих міст. Згідно з проведеними автором роботи [5] обчисленнями на підставі аналізу реальних кошторисів житлові будинки понад 16 поверхів значно дорожчі 9-12 поверхових. Збільшення ж щільності забудови при цьому таке, що зниження витрат на інженерні комунікації не дозволяє компенсувати зростання витрат на споруди. Застосування ж забудови змішаної поверховості 2-9 поверхів у різних пропорціях за даними [6] дає значний економічний ефект, дозволяючи досягти щільність 6300-6500 м²/Га і більше.

Взаємозалежність показників забудови міста та його окремих утворень і продуктивності та режимних характеристик головних споруд систем життєзабезпечення (джерела теплоти, електричної енергії тощо) і інженерних мереж диктує необхідність комплексного підходу при вирішенні проблем міста у взаємозв'язку з навколишнім середовищем. Це обумовлює при виробленні містобудівних рішень узгодження планів забудови з планами

розвитку систем життєзабезпечення, координацію усіх програм між собою з метою підвищення ступеню реалізованості різних заходів, створення гнучких моделей функціонування систем, що дозволяє більш оперативно і обґрунтовано приймати рішення щодо вибору типу, необхідної кількості й одиничної продуктивності головних споруд систем життєзабезпечення та інженерних комунікацій (наприклад, оптимізація централізованого і децентралізованого теплопостачання).

1.2. Структура системи теплопостачання міста

Система теплопостачання міста є складним технологічним і соціально-економічним комплексом, який забезпечує життєдіяльність великої кількості споживачів тепловою енергією, що використовується для забезпечення у приміщеннях комфортних параметрів внутрішнього повітря, приготування гарячої води для санітарно-гігієнічних потреб і для виконання технологічних процесів на промислових підприємствах. Мірою оцінки рівня функціонування системи теплопостачання вважають [9] п'ять факторів: енергоефективність, якість, надійність, вартість послуг та екологія теплопостачання. Енергоефективність теплозабезпечення безпосередньо залежить від сукупності всіх заходів, що проводяться в місті, направлених на забезпечення оптимальної організації та реалізації процесу теплопостачання і визначається оптимальним співвідношенням показників матеріальних витрат на вироблення теплової енергії та отриманого в результаті її використання економічного ефекту.

Якість і надійність теплопостачання визначають достатність теплової енергії з певними характеристиками і безперервність забезпечення теплотою з метою підтримання належних умов або технологічних процесів, а екологічність – безпеку для здоров'я населення процесів виробництва і передачі теплової енергії.

Таким чином, основною метою комплексного підвищення ефективності теплозабезпечення міста є організація в оптимальний спосіб якісного і надійного теплопостачання споживачів при мінімальних витратах і найменшому негативному впливі на навколишнє середовище.

Оптимізація теплозабезпечення в умовах централізованого вироблення, транспортування і розподілу теплової енергії передбачає організацію найвигідніших режимів роботи складових системи теплопостачання: джерела теплоти, теплових мереж, систем використання теплоти у споживачів.

Основним джерелом теплоти у великих містах є теплоелектроцентралі, на яких реалізується комбіноване вироблення теплової і електричної енергії. Теплофікація забезпечує 40% теплоти, що споживається у промисловості і комунальному господарстві для потреб опалення і гарячого водопостачання.

Котельні є основним джерелом теплоти для середніх і малих міст. Однак, теплопостачання великих міст характеризується складною структурою з наявністю і крупних ТЕЦ і котелень різної продуктивності. Часто до структури теплопостачання міст входять котельні і ТЕЦ промислових підприємств, які

поряд із забезпеченням технологічних циклів цих підприємств відпускають теплоту житловим і громадським будинкам. Комунальні котельні, так само як і промислові котельні, промислові ТЕЦ, побутові установки різної теплової продуктивності відносять до, так званої, малої енергетики. Залежно від величини теплового навантаження комунальні котельні класифікують відповідно до структурних одиниць території міст: будинкові, групові, мікрорайонні, районні.

Будинкові котельні мають теплову потужність до 2 МВт і відпускають теплоту системам теплоспоживання окремої будівлі. Такі котельні розміщують, як правило, в межах будинку, який вони обслуговують.

Групові котельні здійснюють теплопостачання групи будинків із загальною кількістю населення до 3000 і сумарною витратою теплоти 2÷9 МВт.

Мікрорайонні котельні забезпечують теплотою житлові й громадські будівлі мікрорайону з чисельністю 6-20 тис. і сумарною витратою теплоти 10-70 МВт. Загальна кількість опалювальних котелень у господарстві України зі встановленою потужністю більше 20 МВт становить 1750 одиниць.

Районні котельні можуть забезпечити теплотою житловий район (або невелике місто) з кількістю населення 25-80 тис. і тепловим навантаженням 50-300 МВт.

Близькість комунальних котелень до житла обумовлює високі, перш за все екологічні, вимоги до виду спалюваного палива. Тому на них, як правило, основним паливом є природний газ і резервним – мазут.

Встановлені на великих опалювальних котельнях котли характеризуються достатньо високим рівнем коефіцієнтів корисної дії (табл. 1.4).

Таблиця 1.4 – Технічні характеристики газомазутних водогрійних котлів

Показник	Марка котла			
	КВ-ГМ-4	КВ-ГМ-10	КВ-ГМ-20	КВ-ГМ-50
1	2	3	4	5
Теплова продуктивність, Гкал/год.	4	10	20	50
(МВт)	(4,64)	(11,6)	(23,2)	(58)
Витрати води, т/год.	49,5	123,5	247	618
Витрати палива:				
- газу, м ³ /год.	515	1260	2520	6260
- мазуту, кг/год.	500	1220	2450	5750
Температура відхідних газів, °С, при роботі:				
- на газі	150	185	190	140
- на мазуті	245	230	242	180
ККД при номінальному навантаженні:				
- на газі	90,5	91,9	91,9	92,5
- на мазуті	86,35	88,4	88,0	91,1

Інтерес до проблем малої енергетики викликаний значною кількістю теплогенеруючих установок і обсягом спалюваного палива, який становить більше 60% від рівня споживання паливно-енергетичним комплексом України. Для існуючих установок малої енергетики в цілому характерні невисокий рівень економічності (коефіцієнт корисної дії приблизно на 20% нижче рівня, характерного для великих газомазутних котлів при роботі на природному газі) і надійності та суттєва зношеність. Так, середній знос обладнання районних котелень м. Харкова становить від 62 до 76%, знос поверхонь нагріву – 60-70%. Значна частина котлів, що знаходяться в експлуатації в Харківській області (приблизно 30%) потребує заміни або виведення з експлуатації через фізичний знос та низькі експлуатаційні показники [10]. В цілому фізичний знос котелень Харківської області становить більш 50%, що веде до перевитрат електроенергії та палива.

Величина району обслуговування джерелом теплоти, а отже ступінь централізації теплопостачання, визначається з урахуванням багатьох, часто полярних, факторів. Так, з одного боку, збільшення району обслуговування, а отже і продуктивність джерела теплоти, веде до зниження питомих капітальних витрат на спорудження джерела. З другого боку, це веде до збільшення капіталовкладень в теплові мережі. Крім того, при виборі кількості джерел теплоти і місць їх розміщення слід враховувати санітарно-гігієнічні й архітектурні вимоги. При цьому важливим фактором стає вид палива. Чим менше обсяги вироблення теплоти джерелом теплопостачання і чим ближче знаходиться житлова зона, тим більш високі вимоги до якості палива. З урахуванням цих факторів для домових, групових і мікрорайонних котелень використання газу має перевагу. Використання вугілля в таких випадках, крім проблем з наявністю в продуктах згоряння палива шкідливих речовин, створює проблему з доставкою і зберіганням палива, а також з видаленням шлаків.

Вибір теплоносія для систем теплопостачання визначається потрібним рівнем температур у системах тепло споживання. Гаряча вода як теплоносій використовується при температурі не більше 200°C. Таке обмеження рівня температур пов'язане з тим, що значення температури кипіння і тиску взаємопов'язані і підвищення температури води повинне супроводжуватись підвищенням тиску, що веде до збільшення товщини трубопроводів, а отже, і капіталовкладень до теплових мереж.

Насичену водяну пару використовують, як правило, в діапазоні значень тиску 0,1÷4 МПа і відповідно температур 100-250°C. Більш високий температурний рівень може бути забезпечений при використанні перегрітої пари. Але водяна пара з високою температурою перегріву за своїми властивостями наближається до газів, і отже, через малі значення питомої теплоємності стає мало придатною для транспортування теплоти на значні відстані. Як правило, до теплових мереж подають слабо перегріту пару. Ступінь перегріву вибирають таким, щоб при зниженні температури пари через втрати теплоти при транспортуванні споживач отримував би пару або з незначним перегрівом, або насиченою з незначною вологістю.

Парові системи розповсюджені в основному на промислових підприємствах, а водяні системи застосовують для теплопостачання житлово-комунального господарства. Основні переваги водяних теплових систем у порівнянні з паровими такі: немає потреби у встановленні громіздких і капіталоемних систем для збирання і транспортування конденсату у споживачів, можливість застосування якісного регулювання відпуску теплоти у широкому діапазоні зміни значень температури теплоносія; менші енергетичні втрати при транспортуванні; більша можлива відстань від джерела до споживача теплоти (20÷30 км). Основні переваги парових систем у порівнянні з водяними: універсальність пари (можливість забезпечення як технологічних потреб промислових підприємств, так і опалювального навантаження в житлово-комунальному господарстві); можливість роботи систем використання теплоти як на парі, так й на воді, яка нагрівається у пароводяних теплообмінних апаратах; у безперервно працюючих паропроводах завдяки підтриманню високих температур і малої вологості в теплоізоляційних конструкціях менш інтенсивно протікає зовнішня корозія трубопроводів.

Важливим елементом системи теплопостачання, який здійснює зв'язок споживача теплової енергії з джерелом, є теплові мережі. За кількістю паралельно прокладених труб, які реалізують цей зв'язок, розрізняють однотрубні, двотрубні (відкриті й закриті) і багатотрубні (рис. 1.1). Найдешевші однотрубні системи (рис. 1.1, а) доцільні тільки в тих випадках, коли середньогодинні витрати сітьової води для потреб опалення і вентиляції співпадають з середньогодинними витратами води для потреб гарячого водопостачання. Для умов забудови, що склалися, таке співвідношення витрат води частіше буває як виняток. Тритрубні системи застосовують у промислових системах теплопостачання з незмінними витратами води для технологічних потреб (рис. 1.1, д). Чотиритрубні системи (рис. 1.1, е) через великі витрати металу застосовують лише в невеликих системах з метою спрощення абонентських введів. Такі системи призначені для транспортування теплоносіїв різних параметрів або різного агрегатного стану. Двотрубні системи бувають закритими і відкритими.

Розрізняються вони технологією приготування води для місцевих систем гарячого водопостачання. У відкритих системах воду для гарячого водопостачання беруть безпосередньо з теплових мереж. У закритих системах для гарячого водопостачання використовують водопровідну воду, яку нагрівають у теплообмінниках теплоносієм з теплових мереж.

У структурі системи теплопостачання розрізняють магістральні та розподільні теплопроводи. Для магістральних теплопроводів характерні більш високі параметри теплоносія, ніж це необхідно для систем приєднаних будівель. Необхідність зниження температури води у подавальних трубопроводах теплових мереж від магістральних до розподільних мереж обумовило необхідність спорудження спеціальних теплових пунктів.

Теплові мережі повинні забезпечити необхідний режим роботи теплопостачання, тобто розподіл теплоносія між тепловими пунктами в робочому режимі та в аварійних ситуаціях. Для забезпечення нормального режиму роботи потрібно здійснювати контроль за роботою всіх елементів, слідкувати за витратою теплоносія для підживлення та локалізувати пошкоджені ділянки теплової мережі і систем споживачів.

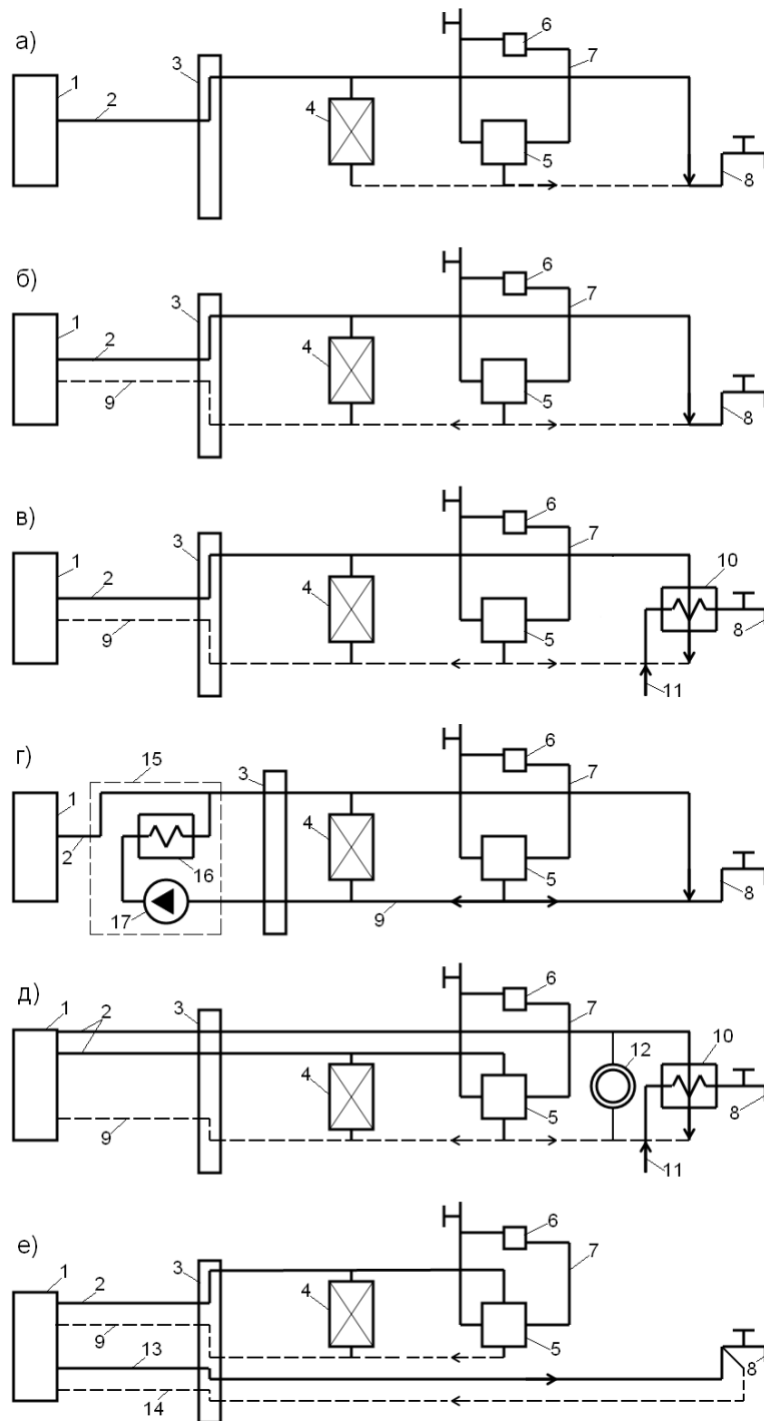


Рис. 1.1 – Принципові схеми водяних систем теплопостачання:
a – однотрубної (відкритої); *б* – двотрубної відкритої; *в* – двотрубної закритої;
г – комбінованої; *д* – тритрубної; *е* – чотиритрубної; 1 – джерело теплоти;
2 – подавальний трубопровід теплової мережі; 3 – абонентський ввід; 4 – калорифер
вентиляції; 5 – абонентський теплообмінник опалення; 6 – опалювальний прилад;
7 – трубопроводи місцевої системи опалення; 8 – місцева система гарячого
водопостачання; 9 – зворотний трубопровід теплової мережі; 10 – теплообмінник гарячого
водопостачання; 11 – водопровід холодної води; 12 – технологічний апарат;
13, 14 – подавальний і зворотний трубопроводи гарячого водопостачання; 15 – котельня;
16 – водогрійний котел; 17 – насос

Підвищення надійності теплових мереж досягають підвищенням надійності окремих елементів, які входять до системи; впровадженням «заощаджуючого» режиму роботи теплових мереж шляхом підтримання температури води в подавальному трубопроводі вище 100°C , а у зворотному – 50°C і нижче; резервуванням шляхом введення в систему додаткових елементів (перемичок, секційних засувок, додаткових трубопроводів). Магістральні теплові мережі повинні бути найбільш надійним елементом теплових мереж. Їх надійність повинна зростати залежно від кількості споживачів, які підключені до них, а отже від діаметра трубопроводів. Схема магістральних теплових мереж повинна враховувати роботу ТЕЦ і котелень, що знаходяться в її тепловому районі, а також забезпечувати резервування джерел теплоти між собою.

Розподільні теплові мережі від центральних пунктів для умов мікрорайонної забудови, яка переважає у великих містах, чотиритрубні.

Надійність розподільних мереж, як і всіх інших, визначається не тільки схемою, а й способом прокладання. Існують надземний і підземні способи прокладання. Надземна прокладка здійснюється на естакадах або висотних опорах, на низьких опорах, по стінах зовні або всередині споруди. Підземна прокладка може бути безканальною і в каналах.

Використання підземних мереж всередині забудови найкращим чином відповідає сучасному архітектурно-планувальному рішення території мікрорайонів і дозволяє більш економічно вирішувати питання організації введів до будинків, використовувати технічні підпілля споруд для прокладання мереж. При трасуванні мікрорайонних підземних мереж необхідно враховувати можливість максимального використання механізмів, наявність шляхів та під'їздів для них, а також черговість будівництва споруд.

При канальних способах прокладання конструкція каналу огороджує теплопровід від безпосереднього впливу ґрунту і дозволяє повністю розвантажити трубопровід від тиску маси ґрунту. Прокладання в каналах забезпечує вільне температурне переміщення трубопроводів в усіх напрямках, що дозволяє використовувати самокомпенсуючу здатність на кутах повороту траси. При прокладці теплопроводів у каналах використовують непрохідні конструкції каналів, напівпровідні і прохідні. Непрохідні канали використовують для мікрорайонних мереж. Напівпровідні канали застосовують для прокладки теплопроводів у межах міських проїздів з поліпшеним покриттям. У прохідних каналах трубопроводи прокладають на відповідальних ділянках теплових мереж і сумісно з іншими інженерними мережами.

Безканальне прокладання теплових мереж також широко розповсюджене. У такому випадку теплова ізоляція повинна бути достатньо міцною і мати зовнішній гідроізоляційний шар. Крім того необхідно враховувати, що температурні подовження трубопроводу гальмуються ґрунтом і перетворюються у внутрішні напруження трубопроводу, що значно ускладнює розрахунки навантажень, які виникають у трубопроводі.

Сучасні конструкції безканального прокладання з попередньо ізольованих трубопроводів дозволяють значно зменшити теплові втрати при транспортуванні теплоносія завдяки використанню пінополіуретану, що має

низький коефіцієнт теплопровідності, і зменшити корозію трубопроводів завдяки захисній оболонці з поліетилену. Теплопроводи мають дроти сигналізації, що дозволяє визначити місце зволоження ізоляції в процесі експлуатації і уникнути аварійних пошкоджень трубопроводів через зовнішню корозію і сприяє скороченню термінів ліквідації аварії.

Заглиблення теплових мереж від поверхні землі або шляхового покриття прийняте (не менше) [6]: до верху перекриття каналів – 0,5 м; до верху перекриття камер – 0,3 м; до верху оболонки безканальної прокладки – 0,7 м.

Спосіб прокладання мікрорайонних підземних мереж вибирають на підставі співставлення техніко-економічних показників різних варіантів.

На вибір способів прокладання комунікацій суттєво впливають такі містобудівельні фактори, як планувальні рішення, конфігурація та розміри території, кількість мешканців. За даними [5] економічно виправдане використання прокладок у тунелях для мікрорайонів на 15 тис. мешканців при щільності житлового фонду від 3400 до 4000 м²/Га. Для мікрорайонів з кількістю мешканців приблизно 6 тис. використання прокладання у тунелях веде до значного зростання питомих вартісних показників, а тому є економічно не доцільним. Оптимальним для мікрорайонів на 6-10 тис. мешканців є комбінований метод (частково у тунелях, частково у ґрунті). Рекомендації мають загальний характер. У кожному окремому випадку необхідно приймати такий вид прокладання або шукати таке гнучке поєднання декількох способів, яке було б технічно доцільним і економічно виправданим.

Особливістю сформованих систем централізованого теплопостачання є велика довжина внутрішньомікрорайонних теплових мереж, що пов'язано з прийнятою закритою схемою приготування гарячої води для господарсько-побутових потреб. Наприклад, довжина магістральних теплових мереж у м. Харкові становить 403 км (у двотрубному обрахуванні), а розподільних мереж – 1120 км. Діаметри теплових магістралей знаходяться у діапазоні від 600 до 1200 мм, середній діаметр мікрорайонних мереж знаходиться у межах 130 мм [10]. Основний метод прокладки теплопроводів у м. Харкові – роздільний, підземний, у непрохідних каналах; основний вид теплоізоляції – мінераловатна ізоляція. На поточний час приблизно 40% магістральних теплових мереж знаходяться в експлуатації більше 30 років і, як свідчить аналіз стану інженерних мереж м. Харкова [10], значна їх частина має незадовільні експлуатаційні показники. Середній відсоток зносу теплових мереж складає більше 60%.

Практика експлуатації систем теплопостачання показує, що крупні розгалужені системи не можна надійно експлуатувати без створення проміжних ступенів управління між джерелами теплоти і абонентами. Такими ступенями управління є групові теплові підстанції, на яких відбувається приготування води для потреб гарячого водопостачання, розподіл теплоносія за видами навантажень, регулювання гідравлічних і теплових режимів у мікрорайонних теплових мережах, облік споживання теплоти.

Розвиток системи централізованого теплопостачання відбувається у напрямку створення теплових підстанцій великої одиничної потужності. Так, за даними [11] приблизно 70% навантаження житлово-комунального сектора

м. Харкова обслуговують 120 теплових підстанцій тепловою потужністю по 10-70 МВт.

Структура системи теплопостачання від ТЕЦ і великих котелень характеризується наявністю центральних (мікрорайонних, квартальних) і індивідуальних теплових пунктів. На центральних теплових пунктах встановлюють водопідігрівні установки гарячого водопостачання, обладнання для приєднання мікрорайонної опалювальної мережі (теплообмінний апарат або підмішувачий насос), засоби автоматизації, контрольно-вимірювальні прилади. Для приготування гарячої води переважно застосовують двоступінчасті схеми приєднання теплообмінних апаратів. Це пов'язано з бажанням додаткового використання теплоти, яку містить теплоносій зворотного трубопроводу опалювальної мережі [1]. Такий підхід забезпечує зниження загальних витрат гріючого теплоносія через тепловий пункт і веде до зменшення металоемності теплових мереж і витрат електроенергії для приводу насосів.

Для більш точного регулювання відпуску теплоти на опалення у кожному будинку влаштовують індивідуальний тепловий пункт, на якому встановлюють обладнання, що забезпечує необхідні параметри теплоносія на вході в опалювальний комплекс будинку, та облік спожитої теплоти.

Останнім часом спостерігається тенденція поширення децентралізованого теплопостачання у вигляді влаштування індивідуальних місцевих котелень, які розміщують поблизу або безпосередньо у будинках. Перегляд принципів централізованого теплопостачання від ТЕЦ і великих котелень обумовлений, перш за все, значними енерговтратами при транспортуванні теплоносія до споживачів. Ці втрати пов'язані зі значною протяжністю мереж та їх технологічними вирішеннями. Сучасні індивідуальні котельні для забезпечення потреб у теплоті багатоповерхових будинків використовують природний газ, характеризуються високим ступенем автоматизації, який забезпечує значення коефіцієнта корисної дії не нижче 90%. Вони монтуються із стандартних модулів, що дає можливість забезпечувати необхідну теплову продуктивність. Влаштовують такі котельні на дахах будинків.

Як правило, використання місцевих джерел для теплозабезпечення груп будівель, окремого будинку або його частини можливе у тих випадках, коли потужність централізованого джерела не забезпечує необхідну потребу в теплоті, а також коли споживач віддалений на значну відстань від теплової мережі і його приєднання за техніко-економічними показниками недоцільне.

При виборі оптимального рішення щодо структури теплопостачання необхідно розглядати систему теплозабезпечення як єдине ціле, оскільки будь-які зміни якогось елементу системи відбиваються меншою чи більшою мірою на інших складових і на системі в цілому. Для комплексного аналізу функціонування системи теплопостачання необхідна розробка моделі системи, яка б дозволила визначати поточні й перспективні режимні параметри, в тому числі при змінах структури системи.

2. Мікрорайонні системи теплозабезпечення

2.1. Приєднання місцевих систем теплоспоживання до теплових мереж. Теплові пункти

Практика експлуатації систем теплопостачання показує, що крупні розгалужені системи не можуть надійно функціонувати без створення проміжних ступенів управління між джерелом і абонентами. Такими ступенями управління є теплові підстанції, обладнання яких реалізує одну з можливих схем приєднання інженерних систем споживачів до теплових мереж, здійснює регулювання гідравлічних і теплових режимів, забезпечує облік споживання теплової енергії.

Розвиток централізованого гарячого водопостачання обумовив створення потужних водопідігрівних установок для забезпечення гарячою водою з температурою не нижче 55°C [12] споживачів мікрорайону, теплообмінні апарати яких встановлюють на теплових розподільних станціях (по-іншому, центральні теплові пункти), а також той факт, що мікрорайонні теплові мережі стають чотиритрубними: подавальний і зворотний трубопроводи системи опалення та подавальний і циркуляційний трубопроводи системи гарячого водопостачання. Безперервна або періодична циркуляція забезпечує компенсацію теплових втрат трубопроводами гарячого водопостачання і підтримання необхідної температури води у системі. Співвідношення циркуляційних витрат і витрат у режимі водорозбору залежить від інтенсивності водорозбору. Характер зміни співвідношення наведений на рис. 2.1 [13], де K_{cir} – відношення поточних циркуляційних витрат до максимальних годинних витрат у нічний час; K_{time} – відношення поточних витрат на гаряче водопостачання до максимальних за годину найбільшого водоспоживання. При збільшенні водорозбору у системі циркуляційні витрати зменшуються. За оцінками натурних випробувань за годину максимального водорозбору витрати теплоти для нагрівання циркуляційної води не перевищують 3-5% від загальних витрат теплоти для нагрівання води, що надходить до споживача. Залежності, наведені на рис. 2.1, з достатнім ступенем точності можуть бути описані функцією косинуса. Формула для поточного значення циркуляційних витрат має вигляд [14]

$$G_c = G_c^{\max} \cos \left(K_{time} K_c^{\min} \right), \quad (2.1)$$

де G_c^{\max} - максимальне значення циркуляційних витрат; K_c^{\min} - відношення мінімальних циркуляційних витрат за період найбільшого водорозбору до максимального значення водорозбору в нічний час.

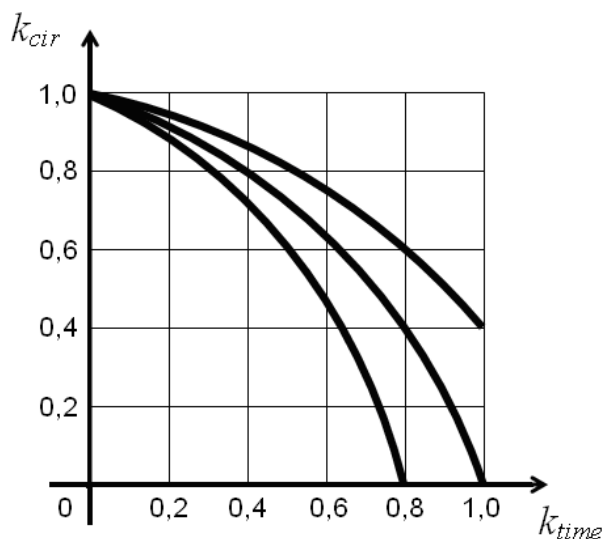


Рис. 2.1 – Зміна обсягу циркуляції залежно від водорозбору

Перехід теплоти з теплових мереж до місцевих систем тепло споживання здійснюється або без зниження потенціалу теплоти або з його зниженням. Без зниження теплового потенціалу у водяних системах приєднують (рис. 2.2, а) безпосередньо до теплової мережі калорифери систем вентиляції та прилади систем опалення промислових будівель, пралень, спортзалів, басейнів, торгівельних приміщень об'ємом понад 500 м³, а також для житлових, громадських будівель, якщо розрахункова температура в подавальному трубопроводі не перевищує 105 °С. Зі зниженням теплового потенціалу до теплових мереж приєднують системи опалення більшості абонентів і системи гарячого водопостачання. Для зменшення температури теплоносія застосовують як змішувальні, так й поверхневі теплообмінники.

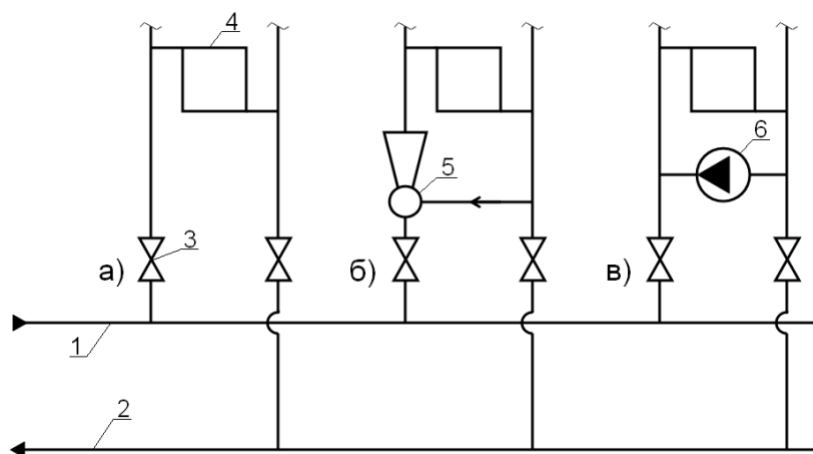


Рис. 2.2 – Залежне приєднання систем опалення до теплових мереж:
а – без зниження температури на ввіді; б – зі зниженням температури мережної води за допомогою водоструминного елеватора; в – зі зниженням температури за допомогою підмішуючого насоса; 1, 2 – подавальний й зворотний трубопроводи теплової мережі; 3 – засувка; 4 – опалювальний прилад; 5 – елеватор; 6 – підмішуючий насос

У залежних схемах приєднання (рис. 2.2) зниження температури на вводі у систему опалення забезпечується змішуванням потоків води з подавального трубопроводу теплової мережі та із зворотного трубопроводу системи опалення. При втратах тиску у місцевій системі до 0,15 МПа застосовують залежну схему з водоструминним елеватором (рис. 2.2, б). Суттєвим недоліком водоструминних елеваторів є низький гідравлічний коефіцієнт корисної дії, що позначається на величині втрат тиску теплоносія. Розроблені конструкції вказаних пристроїв призначені для застосування у схемах приєднання систем опалення окремих споруд.

При недостатньому для роботи елеватора напорі у тепловій мережі або при втратах тиску у місцевій системі більше 0,15 МПа застосовують змішувальні насоси, які встановлюють на перемичку між подавальним і зворотним трубопроводами системи опалення (рис. 2.2, в). Детальний аналіз режимів роботи залежних схем приєднання проведено у [15].

Незалежне приєднання (рис. 2.3) реалізується за допомогою теплообмінного апарату, в якому відбувається нагрів теплоносія для місцевої системи опалення до необхідної температури теплоносієм з теплової мережі. Потрібні параметри гідравлічного режиму у місцевій системі забезпечує спеціальний насос. Схеми, наведені на рис. 2.3, 2.2, б, застосовують як для приєднання окремих споруд, так й для мікрорайонних систем опалення.

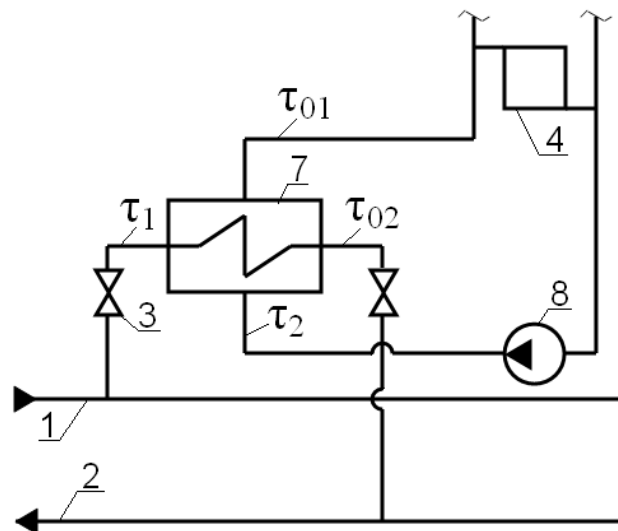


Рис. 2.3 – Незалежне приєднання систем опалення до теплових мереж:
7 – теплообмінний апарат; 8 – циркуляційний насос; інші позначення – див. рис. 2.2

На абонентських вводах, що обслуговують місцеві системи гарячого водопостачання і опалення, при відсутності в системі гарячого водопостачання баків-акумуляторів можливі два способи подачі теплоти до системи опалення: нормальна і зв'язана подача.

При нормальній подачі теплоти система опалення отримує теплоту незалежно від системи гарячого водопостачання і будь-які зміни витрат теплоти на гаряче водопостачання не відбиваються на кількості теплоти, що надходить до системи опалення.

Це забезпечується встановленням на трубопроводі, по якому мережну воду подають до теплообмінника опалення, автомата, що забезпечує незмінні витрати води, або автомата, який забезпечує зміну витрати гріючої води через теплообмінник опалення залежно від потреби абонента у теплоті.

При зв'язаній подачі отримана системою опалення кількість теплоти залежить від витрат теплоти системою гарячого водопостачання. Це обумовлено обмеженням загальної кількості теплоти, яка надходить на ввід, з розрахунку годинних витрат теплоти на опалення і середньогодинних теплових витрат на гаряче водопостачання. При цьому надходження теплоти до системи гарячого водопостачання не обмежується. Як наслідок, будь-яке відхилення витрат теплоти на гаряче водопостачання від середньогодинних викликає зміну подачі теплоти до системи опалення і відповідну зміну температури повітря всередині опалювальних приміщень.

Обмеження витрат води з теплових мереж у розмірі, рівному опалювальним витратам, забезпечується автоматом, встановленим на загальному для гарячого водопостачання і опалення трубопроводі мережної води. При такій схемі з початком відбору води з подавального трубопроводу для гарячого водопостачання витрати гріючої води через теплообмінник опалення зменшуються, що компенсується більш високою температурою мережної води. Таким чином, добовий і сезонний вплив гарячого водопостачання на опалення здійснюється зміною витрат води через опалювальний теплообмінний апарат.

На абонентських вводах по схемі зі зв'язаною подачею теплоти у систему опалення відсутній регулятор, що забезпечує незмінні витрати мережної води, і в цьому випадку вважається, що жорстке лімітування подачі мережної води до абонентів відсутнє при збереженні постійної різниці тиску у трубопроводах теплової мережі на джерелі теплоти.

У відкритих системах теплопостачання вода для гарячого водопостачання споживається безпосередньо з теплових мереж (рис. 2.4). Забезпечення потрібної температури гарячої води здійснюється змішуванням у терморегуляторах води з подавального трубопроводу теплової мережі з водою із зворотного трубопроводу. Незважаючи на простоту і дешевизну таких систем, більшого поширення набули закриті системи, особливо у великих системах теплозабезпечення. Це пояснюється зростанням витрат на водопідготовку через збільшення витрат води з теплових мереж.

У закритих системах теплопостачання водопровідна вода нагрівається до необхідної для гарячого водопостачання температури за допомогою теплообмінних апаратів. Вибір схеми приєднання теплообмінників визначається бажанням використати теплоту, яку містить теплоносій на виході з опалювальних комплексів, що забезпечує зниження сумарних витрат води з теплових мереж. Тільки одна з основних схем включення теплообмінних апаратів, а саме одноступінчаста паралельна (рис. 2.5), виключає можливість додаткового використання теплоти після системи опалення.

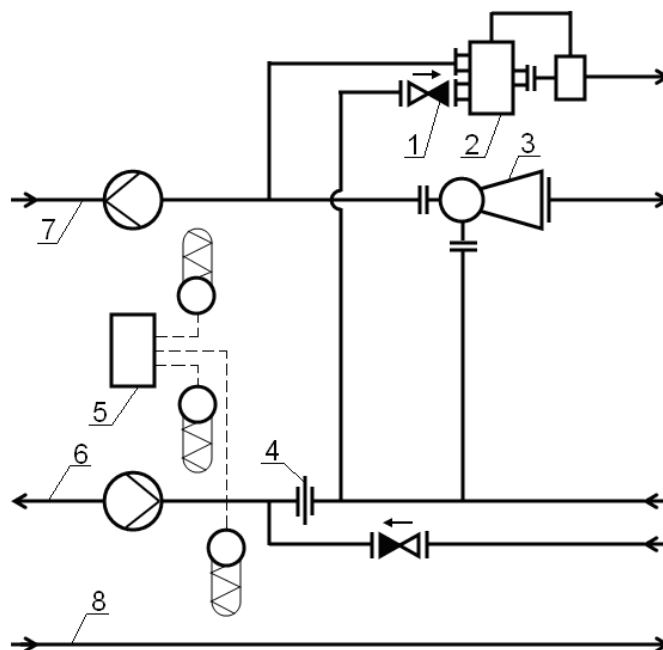


Рис. 2.4 – Приєднання системи гарячого водопостачання при відкритій схемі теплозабезпечення:

1 – зворотний клапан; 2 – терморегулятор; 3 – елеватор; 4 – дросельна шайба; 5 – тепловий лічильник; 6, 7 – тепла мережа; 8 – водопровід холодної води

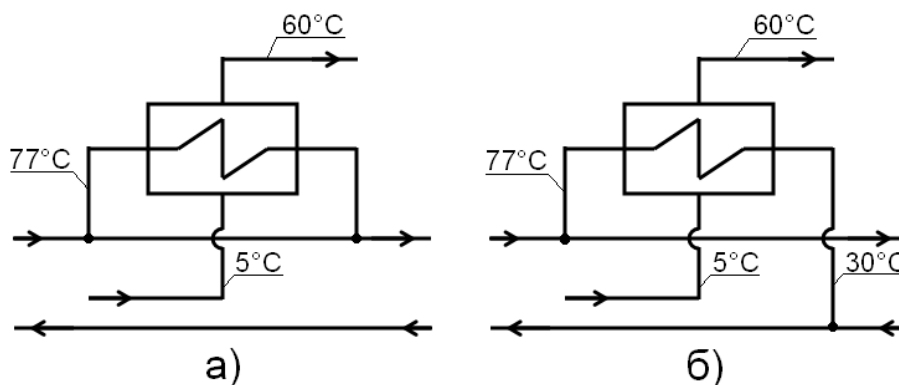


Рис. 2.5 – Одноступінчасті схеми приєднання водопідігрівників до закритих теплових мереж: а – послідовна; б – перед включена (паралельна)

При двоступінчастій змішаній схемі (рис. 2.6, б) у водопідігрівниках першого ступеню, приєднаних до зворотного трубопроводу теплових мереж, теплоту води з цих трубопроводів використовують для нагріву холодної водопровідної води до температур, приблизно на 5-10°C менше температури теплоносія у зворотному трубопроводі системи опалення у точці зламу графіка температур теплових мереж [11, 16], тобто до 25-35°C. Для догріву води до необхідної згідно з нормативними вимогами температури води для гарячого водопостачання 55-60°C використовують теплообмінні апарати другого ступеня, які приєднують до подавального трубопроводу теплових мереж. Охолоджену на другому ступені гріючу воду подають для змішування з водою після системи опалення і далі на вхід теплообмінників першого ступеня.

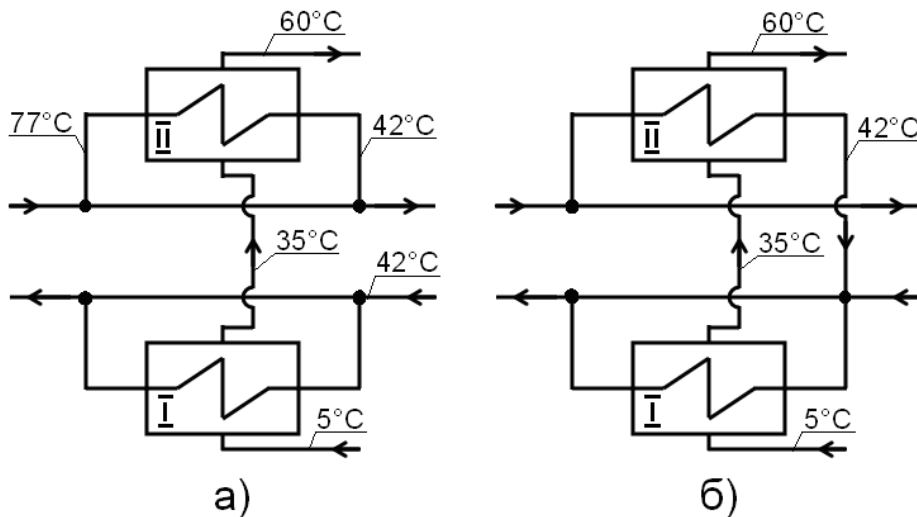


Рис. 2.6 – Двоступінчасті схеми приєднання водопідігрівників до закритих теплових мереж: а – послідовна; б – змішана; I, II – перший та другий ступінь водопідігрівної установки

Двоступінчаста послідовна схема приєднання водопідігрівників (рис. 2.6, а) має відмінність від змішаної в тому, що теплообмінники другого ступеня приєднані до подавального трубопроводу теплових мереж перед системою опалення, і тому охолоджена у теплообмінниках гріюча вода надходить до системи опалення. Частіше воду після теплообмінних апаратів змішують з частиною води з подавального трубопроводу теплових мереж, яку подають в обхід теплообмінників.

При впровадженні послідовної схеми використання акумулюючої здатності будівель хоча б для часткового покриття піків навантаження стає обов'язковим [17].

До розробки двоступінчастої послідовної схеми застосовували близьку до неї одноступінчасту послідовну схему. Однак, через гірші у порівнянні з двоступінчастими техніко-економічні та експлуатаційні показники ця схема вже практично не застосовується.

Порівняння витрат мережної води для різних схем приєднання водопідігрівної установки наведене на рис. 2.7.

При будь-яких схемах приєднання підігрівників необхідне встановлення автоматичних регуляторів для підтримання температури на вході до систем гарячого водопостачання на потрібному рівні. Робота водопідігрівачів першого ступеня двоступінчастих схем відбувається, як правило, без регулювання. Їх теплова продуктивність визначається змінними витратами води, що нагрівається, витратами і температурою гріючої води, яка надходить у теплообмінники зі зворотних трубопроводів системи опалення. Регулювання теплової продуктивності другого ступеня двоступінчастих схем і для одноступінчастого приєднання відбувається зміною витрат гріючого теплоносія через теплообмінні апарати.

Детальний аналіз техніко-економічних показників водопідігрівних установок дозволив ввести зручний критерій для вибору схеми приєднання теплообмінних апаратів гарячого водопостачання. Такою величиною є

співвідношення максимальних теплових потоків на гаряче водопостачання ($Q_{h,\max}$) і опалення ($Q_{o,\max}$) будівлі чи групи будівель (табл.. 2.1).

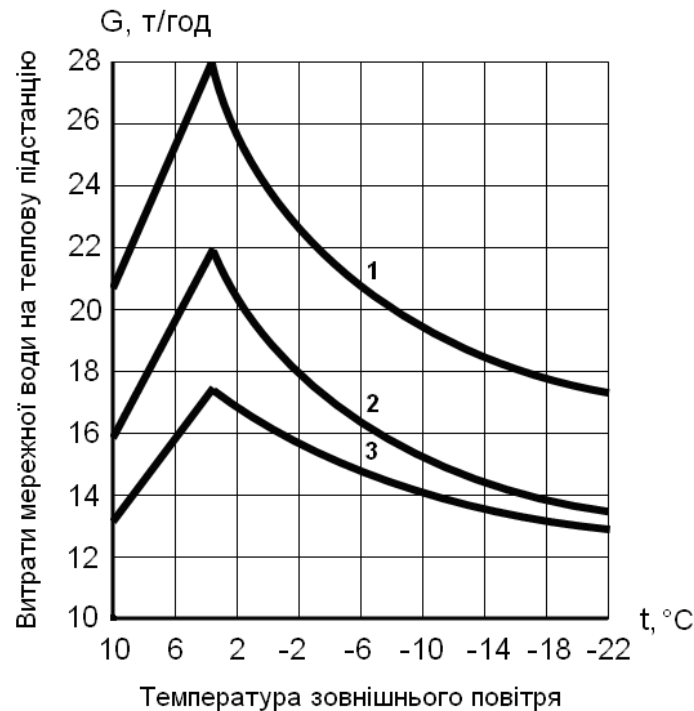


Рис. 2.7 – Витрати мережної води на тепловому пункті при застосуванні різних схем приєднання підігрівників гарячого водопостачання. Розрахункове опалювальне навантаження $Q_{o,\max}=1,16$ МВт при $t_h=-22$ °С; навантаження гарячого водопостачання $Q_h=0,728$ МВт: 1 – одноступінчаста паралельна; 2, 3 – двоступінчаста змішана і послідовна, відповідно

Таблиця 2.1 – Умови застосування схеми приєднання підігрівників гарячого водопостачання

Найменування	Схема	Умови застосування
Одноступінчаста паралельна	Рис. 2.5, б	$\rho_{\max} = \frac{Q_{h,\max}}{Q_{o,\max}} > 1,2$
Одноступінчаста послідовна	Рис. 2.5, а	$\rho_{\max} = \frac{Q_{h,\max}}{Q_{o,\max}} < 0,3$
Двоступінчаста послідовна	Рис. 2.6, а	$0,3 \leq \rho_{\max} < 0,6$
Двоступінчаста змішана	Рис. 2.6, б	$0,6 \leq \rho_{\max} \leq 1,2$

Комплекс інженерного обладнання, який зв'язує теплові мережі із споживачем теплоти, реалізуючи одну з можливих схем приєднання, називають тепловим пунктом. Теплові пункти бувають індивідуальні (ІТП) і центральні (ЦТП). Індивідуальні пункти влаштовують безпосередньо в будівлі, де розміщені споживачі теплоти. ЦТП розміщують в окремій будівлі для обслуговування

групи будинків. Вони можуть бути призначеними як для підготовки гарячої води для господарсько-побутових потреб або підготовки теплоносія з необхідними параметрами для опалення, так і для забезпечення одразу роботи систем гарячого водопостачання й опалення приєднаних будівель. Перехід до використання центральних теплових пунктів (інша назва – теплорозподільча станція) при теплозабезпеченні мікрорайонів має і переваги і недоліки. Недоліки пов'язані з перетворенням двотрубних мікрорайонних систем у комбіновані системи з двотрубною тепловою мережею від джерела теплоти до центрального теплового пункту і чотиритрубною квартальною тепловою мережею від ЦТП до окремих будівель. Така конструкція квартальних теплових мереж не тільки збільшила їх вартість, але і значно ускладнила їх експлуатацію. Перевагами схем з ЦТП вважають наступне [17]:

- зменшення сумарної поверхні підігрівачів гарячого водопостачання внаслідок зменшення коефіцієнта максимальної годинної нерівномірності споживання теплоти у системі гарячого водопостачання та скорочення надлишків поверхні теплообміну, які утворюються в індивідуальних установках при компонуванні підігрівачів зі стандартних секцій;
- зменшення кількості автоматичних приладів і насосних установок для створення циркуляції в системах гарячого водопостачання;
- скорочення численності обслуговування і кращі умови для впровадження дистанційного управління відпуском теплоти.

Названі переваги такої організації систем теплозабезпечення обумовили той факт, що розвиток централізованого теплопостачання великих міст відбувається шляхом концентрації потужностей одиничних теплових підстанцій. Так, за даними [16], у м. Києві в експлуатації знаходилось понад 1700 теплових підстанцій тепловою потужністю по 2-12 МВт. У м. Харкові від 220 теплорозподільчих станцій потужністю по 10-70 МВт здійснюється відпуск більше 70% всього теплового навантаження житлово-комунального сектора міста загальною потужністю понад 3200 МВт.

Для здійснення більш точного відпуску теплоти у місцеві системи опалення у мікрорайонних системах крім центрального теплового пункту, на якому відбувається попереднє зниження температури теплоносія перед подачею його у мікрорайонну опалювальну мережу, у кожному будинку влаштовують індивідуальний тепловий пункт. Це дозволяє при остаточному доведенні температури теплоносія до необхідного рівня деякою мірою врахувати особливості теплоспоживання окремої споруди. Залежно від гідравлічних характеристик теплових мереж і параметрів внутрішньої системи опалення на індивідуальному тепловому пункті може бути реалізована одна з наведених раніше схем приєднання. Однак, завдяки меншим вартісним показникам, простоті в експлуатації широкого застосування для улаштування індивідуальних теплових пунктів житлових будинків набули схеми з водоструминними елеваторами.

Принцип дії елеватора полягає у використанні енергії потоку води подавальної лінії теплової мережі для інжекції охолодженої води із зворотної лінії системи опалення. Основною робочою характеристикою елеватора є коефіцієнт змішування, що дорівнює відношенню витрат охолодженої води

G_o до витрат високотемпературного теплоносія з подавального трубопроводу теплових мереж G_1 :

$$U = \frac{G_o}{G_1} . \quad (2.2)$$

Використовуючи балансові співвідношення для тепловмісту потоків води, коефіцієнт змішування можна виразити через значення температури води:

$$U = \frac{\tau_1 - \tau_3}{\tau_3 - \tau_{02}} , \quad (2.3)$$

де τ_1 – температура теплоносія з подавального трубопроводу теплових мереж; τ_{02} – температура охолодженої (зворотної) води із системи опалення; τ_3 – температура теплоносія на виході з елеватора після змішування.

При постійному співвідношенні в елеваторі між G_o і G_1 температура τ_3 , з якою вода надходить до місцевої системи опалення, визначається рівнем температури τ_1 , що підтримується джерелом теплоти, і може не відповідати тепловій потребі окремої будівлі. Для усунення цього недоліку застосовують автоматичне регулювання площі отвору сопла елеватора, що дозволить змінювати коефіцієнт змішування, а отже і температуру τ_3 залежно від конкретних умов. Електронні регулятори опалення типу „Електроніка” призначені для автоматичного регулювання відпуску теплоти до системи опалення залежно від температури зовнішнього повітря.

Температурний графік формується вимірювальною схемою електронного блоку, підсумовуванням позитивного сигналу датчика температури змішаної води та негативного сигналу датчика температури зовнішнього повітря.

При відхиленні температури, вимірюваної датчиком температури зовнішнього повітря, електронний блок вмикає електродвигун виконавчого механізму і пересуває регулюючий шток, чим забезпечується зміна площі прохідного перерізу сопла. Внаслідок зміни площі прохідного перерізу сопла змінюється коефіцієнт змішування і, відповідно, температура змішаної води. Конструктивні характеристики елеваторів «Електроніка Р-1М1» подані у дод. А.

При влаштуванні у будівлях індивідуальних теплових пунктів з насосним змішуванням частіше використовують насоси типу ЦВЦ – малогабаритні, моноблочні з вбудованим асинхронним електродвигуном, які встановлюють безпосередньо на трубопроводі. Технічні дані таких насосів наведені у дод. Б.

Для безперервного і надійного постачання тепловою енергією важливе значення мають системи автоматизації. Декомпозиція систем автоматизації виконується відповідно до декомпозиції системи централізованого теплопостачання. Автоматичне керування усіма ланками системи централізованого теплопостачання повинно здійснюватись комплексно: на джерелі теплової енергії, магістральних теплових мережах, в центральних теплових пунктах мікрорайонів, в індивідуальних теплових пунктах будівель.

У центральному тепловому пункті повинні бути реалізовані системи автоматичного групового керування параметрами в тих випадках, коли від ЦТП відходять окремі розподільчі теплові мережі для групи будівель. При цьому основними системами є система автоматичного керування температурою теплоносія за температурним графіком опалення, система автоматичного керування температурою гарячої води для потреб гарячого водопостачання; система автоматичного керування витратою теплоти на повітропідігрівачі систем вентиляції.

При існуючих схемах в індивідуальному тепловому пункті повинні бути реалізовані системи автоматичного місцевого керування відпуском теплоти на опалення на вводах у будівлю в цілому та/або окремих частинах будівлі [18]. Відомо [19], що система автоматичного керування відпуском теплоти на опалення будівлі в цілому дозволяє корегувати температурний графік центрального якісного регулювання, при цьому економія теплової енергії складає 6-8% за опалювальний сезон.

В індивідуальному тепловому пункті повинні бути реалізовані системи автоматичного контролю [18]:

- температури теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах до і після теплового пункту, у зворотних трубопроводах окремих частин системи опалення;
- тиску теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах перед і після індивідуального теплового пункту;
- витрати теплоносія;
- кількості спожитої теплової енергії за температурами теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах перед і після ІТП і витратою теплоносія у зворотному трубопроводі після ІТП.

В останні роки у зв'язку з ростом вартості енергоресурсів гостро постало питання оплати за фактично спожиту енергію, у тому числі й теплову. Це обумовило той факт, що значно зросла кількість підприємств, які випускають прилади для обліку спожитої теплоти. За даними [20] на сьогодні більше 70 типів лічильників внесено у Державний реєстр України засобів вимірювальної техніки. Незважаючи на конструктивні особливості, більшість сучасних лічильників теплової енергії складаються із:

теплообчислювачів, які служать для розрахунку згідно з відповідними алгоритмами обліку спожитої теплової енергії та інших параметрів (до десяти), що характеризують технологічні процеси водяного опалення [20];

двох первинних перетворювачів сигналів для вимірювання температури теплоносія у подавальному і зворотному трубопроводах водяної системи опалення житлових та громадських будинків, під'їздів житлових будинків підвищеної поверховості або окремих помешкань при горизонтальних двотрубних і горизонтальних однотрубних системах опалення;

первинних перетворювачів сигналів для вимірювання витрат теплоносія, що встановлюють, зокрема, у зворотних трубопроводах та передавальних перетворювачах цих сигналів.

У загальному випадку алгоритм обліку спожитої теплової енергії передбачає квантування (дискретизацію) за часом і за рівнем вимірюваних неперервних сигналів, що пропорційні відповідним значенням температур і витратам теплоносія, при цьому дискретизація за часом залежить від вимірюваних параметрів (для температур і витрат – кожні 5 с [20]); перетворення дискретних сигналів у значення і одиниці виміру параметрів; накопичення за деякий період (година, доба, місяць або «за запитом» і т. ін.) значень температур у подавальному і зворотному трубопроводах і витрат теплоносія; розрахунок поточних значень за дискретний час; розрахунок різниці середніх значень температур, розрахунок середнього об'єму теплоносія, що проходить через систему опалення за дискретний час; розрахунок середніх значень спожитої теплової енергії; розрахунок і архівування результатів розрахунків значень відповідних параметрів.

Збір інформації від лічильників виконують за допомогою ручного пульта, адаптерів модемного зв'язку з ПЕОМ на відстань до 1000 м, адаптера друку тощо.

Згідно з поданими у [18] даними, на кінець 2000 р. у Харкові в індивідуальних теплових пунктах житлових будинків вже експлуатувалось 61 лічильника теплової енергії та 720 лічильників у бюджетних організаціях.

Принципова схема індивідуального теплового пункту з водоструминним елеватором і лічильником спожитої теплової енергії наведена на рис. 2.8.

Подальшим кроком удосконалення системи обліку витрат теплоти є організація поквартирного обліку, але його реалізація можлива при переході від однотрубних систем до іншого конструктивного оформлення домових систем опалення.

Так як технологічна схема центрального теплового пункту мікрорайону, поєднуючи в собі одну з можливих схем приєднання підігрівників гарячого водопостачання і одну з наведених схем приєднання мікрорайонної мережі опалення, повинна забезпечувати можливість управління тепловими і гідравлічними параметрами систем тепло споживання, основним обладнанням центральних теплових пунктів є теплообмінні апарати підігрівної установки гарячого водопостачання, обладнання реалізації залежної (підмішувачий насос) чи незалежної (теплообмінник) схем приєднання мікрорайонної опалювальної мережі, засоби автоматизації і контрольно-вимірювальні прилади. У тих випадках, коли тиск водопровідної води на вході до мікрорайону недостатній, для забезпечення надійного водопостачання передбачають підвищуючі насоси, які можна встановити або за паралельною, або за послідовною схемою. Підвищуючу насосну установку, як правило, встановлюють перед теплообмінними апаратами гарячого водопостачання (для двоступінчастих схем приєднання водопідігрівних установок – перед теплообмінними апаратами другого ступеня). Для повернення невитраченої споживачами гарячої води з метою підтримання у системі постійної температури води передбачають циркуляційні насоси, які встановлюють або на циркуляційному, або на подавальному трубопроводі системи гарячого водопостачання.

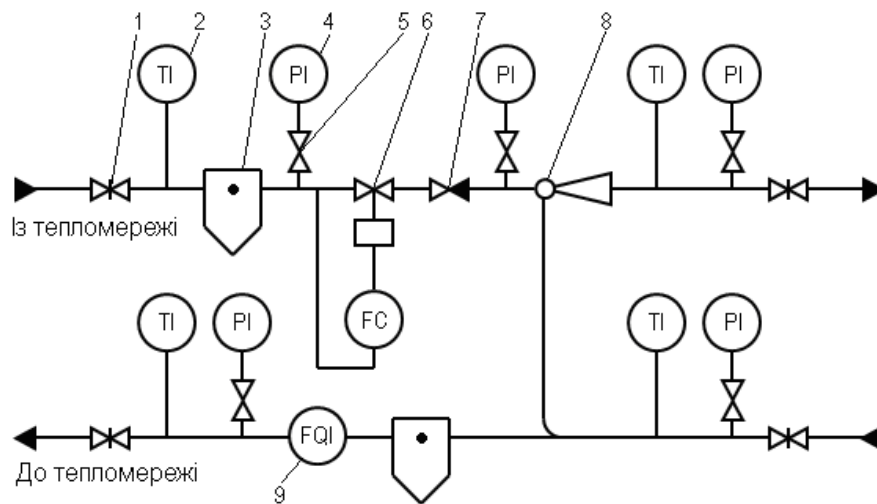


Рис. 2.8 – Принципова схема індивідуального теплового пункту при залежному приєднанні системи водяного опалення із змішуванням води за допомогою водоструминного елеватора: 1 – засувка; 2 – термометр; 3 – грязьовик; 4 – манометр; 5 – вентиль; 6 – позиційний регулюючий клапан; 7 – зворотний клапан; 8 – водоструминний елеватор; 9 – тепловий лічильник

Для другого варіанта витрати електроенергії для насосних установок менші [13].

Для автоматичного підтримання температури гарячої води на виході з водопідігрівної установки передбачене встановлення регуляторів температури. Засоби автоматизації теплового пункту також забезпечують постійний тиск у зворотному трубопроводі опалювальної системи за допомогою регулятора тиску і підтримують на незмінному рівні витрати сіткової води для системи опалення за допомогою регулятора витрат [18]. Для обліку холодної води, що витрачається на потреби гарячого водопостачання, на тепловому пункті встановлюють лічильник холодної води. Облік споживання теплоти здійснюють за допомогою лічильників теплової енергії. Для контролю за параметрами теплоносія і води для системи гарячого водопостачання у відповідних точках теплової схеми передбачають встановлення термометрів і манометрів (показуючих і самописців).

Можливі варіанти виконання технологічної схеми теплового пункту для приєднання і системи опалення і системи гарячого водопостачання наведені на рис. 2.9, 2.10, 2.11.

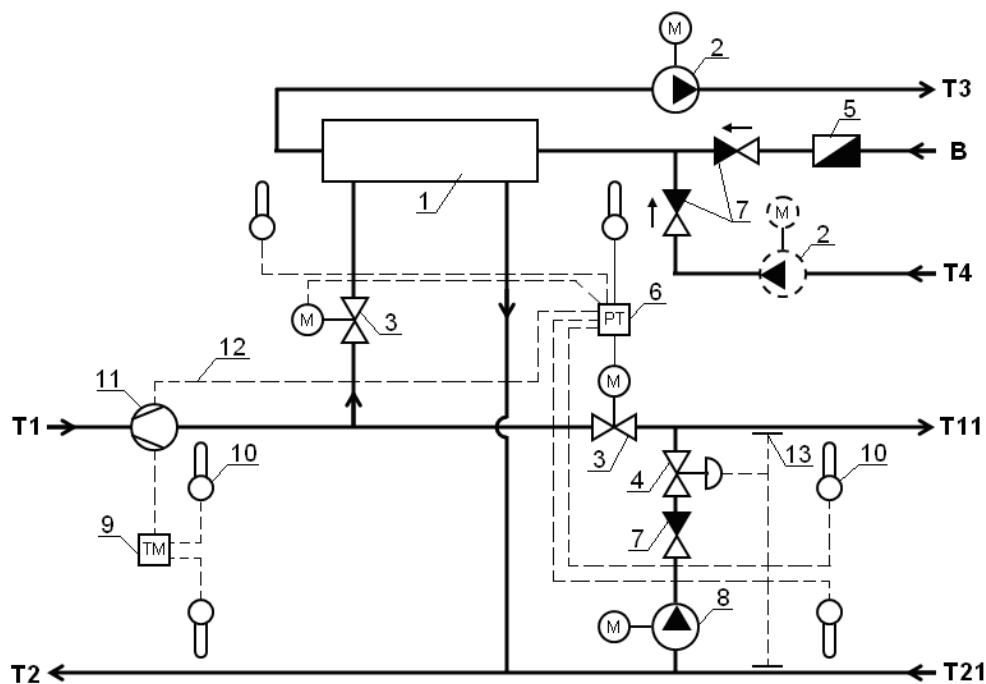
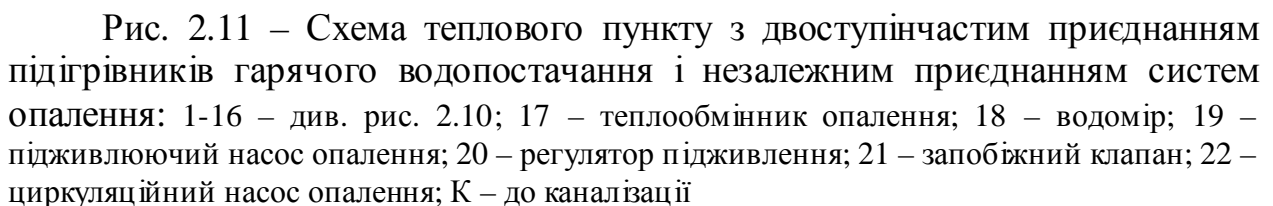
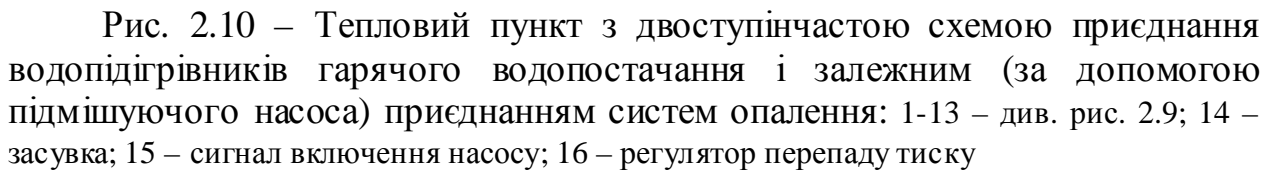


Рис. 2.9 – Схема теплового пункту з одноступінчастим приєднанням підігрівників гарячого водопостачання і залежним приєднанням систем опалення: 1 – підігрівник гарячого водопостачання; 2 – циркуляційно-підвищуючий насос гарячого водопостачання (пунктиром – циркуляційний насос); 3 – регулюючий клапан з електродвигуном; 4 – регулятор перепаду тиску (прямої дії); 5 – вodomір для холодної води; 6 – регулятор подачі теплоти на опалення, гаряче водопостачання та обмеження максимальних витрат мережної води на ввід; 7 – зворотний клапан; 8 – підмішуючий насос; 9 – тепловий лічильник; 10 – первинний прилад для вимірювання температури; 11 – первинний прилад для вимірювання витрат води; 12 – сигнал обмеження максимальних витрат води з теплової мережі на ввід; 13 – первинний прилад для вимірювання тиску у трубопроводі; T1 – з теплової мережі; T2 – до теплової мережі; B – з водопроводу; T3 – до системи гарячого водопостачання; T4 – циркуляція гарячої води; T11 – до систем опалення; T21 – із систем опалення



Тривалий час на теплових пунктах для гарячого водопостачання встановлювали у більшості випадків секційні кожухотрубчасті водоводяні теплообмінники.

Кожухотрубчасті водопідігрівники місцевих систем тепlopостачання мають горизонтальну компоновку. Для підвищення технологічності виготовлення і монтажу апарати проектується секційними з довжиною секції 2 або 4 м. У двометровій секції опорні перегородки для трубного пучка не передбачені, у чотириметровій секції для запобігання прогинання трубок встановлені дві перегородки на відстані 1,6 м від трубної ґратки. Для забезпечення потрібної поверхні теплообміну розрахункова кількість стандартних секцій за допомогою з'єднувальних калачів монтується в єдину водопідігрівну установку (рис. 2.12). Такі апарати розраховані на робочий тиск 1 МПа, температуру гріючої води 150°C. Інші технічні показники апаратів наведені у дод. В.

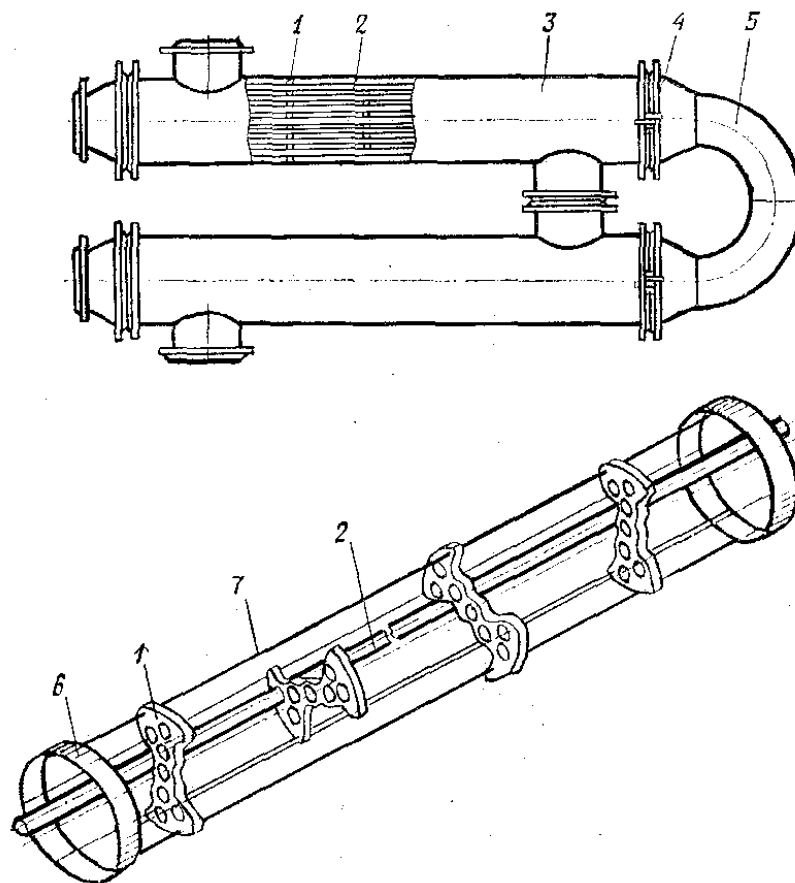


Рис. 2.12 – Секційний кожухотрубчастий водопідігрівник:

1 – опорна перегородка; 2 – трубка; 3 – корпус; 4 – шарнір; 5 – з'єднувальний клапан; 6 – кільце; 7 – пруток

Розвиток конструкції теплообмінників даного типу відбувався шляхом модернізації опорних перегородок та інтенсифікації процесу теплопередачі. Розроблені апарати з блоком опорних перегородок, який складається з десяти двосекторних опор, встановлених зі зміщенням одна відносно іншій на 60°. Кількість опор обирається такою, щоб забезпечити мінімальний прогин трубок.

Зміщення опорних перегородок обумовлює гвинтовий рух теплоносія у міжтрубному просторі і, отже, підвищення турбулентності потоку. Наведені в [19] дані свідчать, що незалежно від типорозмірів водопідігрівників та швидкостей потоків обох середовищ тепловий потік з 1 м^2 поверхні теплообміну при переході на розглянуту конструкцію збільшується на 34-39%. Однак, підвищена турбулізація потоку призводить також до зростання гідравлічного опору міжтрубного простору підігрівника у 2-2,5 рази. Але це не перешкоджає застосуванню вказаної конструкції опорних перегородок, тому що через зростання тепловідводу для забезпечення тієї самої теплопродуктивності потрібна менша кількість секцій і втрати тиску по міжтрубному простору всієї установки змінюється не набагато [19]. З іншого боку, через зменшення довжини водопідігрівної установки знижуються втрати тиску по тракту води, що нагрівається.

Інтенсифікація тепловіддачі може бути досягнута також застосуванням трубок з нарізаними канавками. Це забезпечує суттєву турбулізацію пограничного шару на поверхні трубок та забезпечує збільшення коефіцієнтів тепловіддачі у 1,6 рази у порівнянні з гладкими трубами. Однак таке технічне рішення не знайшло практичного застосування через технологічні складнощі виготовлення таких трубок.

Високі експлуатаційні показники, технологічність виготовлення і монтажу обумовили широке розповсюдження пластинчастих теплообмінних апаратів, поверхня теплообміну яких утворена з тонких штампованих пластин з гофрованою поверхнею. При з'єднанні пластин у спільний пакет між кожною парою сусідніх пластин утворюється щільний канал складної форми (рис. 2.13), по якому рухається речовина. Завдяки гофрованій поверхні пластин речовина при русі у каналі здійснює складний хвилястий рух, при якому відбувається турбулізація потоку. Якщо порівнювати рух речовини у каналі пластинчастого теплообмінника і у гладкій круглій трубі трубного пучка кожухотрубчастого апарата, однаковий рівень турбулізації у першому випадку досягається при суттєво меншій швидкості речовини. Підвищена турбулізація забезпечує зростання коефіцієнтів теплообміну між речовиною і стінкою каналу, а, отже, і збільшення коефіцієнтів теплопередачі. Завдяки цьому при однаковому тепловому навантаженні при використанні пластинчастих апаратів необхідна менша площа теплообмінної поверхні, що забезпечує менші, ніж у кожухотрубчастих теплообмінників, металоємкість і габарити. Співставлення кожухотрубчастих і пластинчастих теплообмінників, встановлених як другий ступінь підігрівників гарячого водопостачання на тепло розподільчій станції тепловою потужністю 28,5 МВт у м. Харкові показує, що поверхня пластинчастих теплообмінників приблизно у 6-7 разів менше, ніж кожухотрубчастих [7]. За даними тих самих авторів у м. Москва для теплової потужності 3,32 МВт сумарна поверхня пластинчастих апаратів гарячого водопостачання і опалення у 3 рази менше, ніж кожухотрубчастих.



Крім цих основних переваг, пластинчасті апарати мають майже вдвічі більший термін експлуатації та подовжені міжремонтні терміни. Підвищена турбулізація потоку знижує також інтенсивність утворення шару відкладень на поверхні пластин (величина термічного опору відкладень на поверхнях пластин для деяких середовищ наведена у дод. Г).

Розбірне з'єднання пластин застосовують у тих випадках, коли обидві речовини дають суттєві забруднення поверхонь пластин. Розбірні апарати працюють при розрахунковому тиску до 1 МПа.

34

ники. Основним елементом таких апаратів є вузли попарно зварених пластин. Кожен такий вузол має дві пластини, що з'єднані між собою контактним-шовним електрозварюванням. При збиранні вузлів в єдину конструкцію ущільнення між ними здійснюють так само, як й для розбірних апаратів за допомогою гумових прокладок. Напіврозбірні апарати працюють при розрахунковому тиску до 1 МПа по розбірній площині та до 1,6 МПа по зварній [7].

Умовами застосування зварних нерозбірних теплообмінників є відсутність під час експлуатації нерозчинних відкладень на поверхнях пластин. Застосування таких апаратів припустиме до величини тиску середовищ 4 МПа.

Для виготовлення пластинчастих апаратів системи теплопостачання, як правило, використовують пластини з нержавіючої сталі марок Х18Н10Т, Х17Н13М2Т та ін. з теплообмінною поверхнею від 0,05 м² до 1 м². Характеристики деяких пластин наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Конструктивні характеристики деяких теплообмінних пластин [11, 16, 23]

Показник	Типи пластин						
	Р 0,3	Р0,5 м *	Р0,5**	Р0,6	РС 0,5	Н 0,1	Н 1,0
1	2	3	4	5	6	7	8
Площа поверхні нагріву, м ²	0,3	0,5	0,5	0,6	0,5	0,1	1,0
Еквівалентний діаметр каналу, м	0,008	0,0095	0,0091	0,0074	0,0096	0,0089	0,007
Площа перерізу каналу, м ²	0,001 1	0,0024	0,002	0,0026	0,003	0,0064	0,0037 6
Зазор для руху речовини в каналі, м	0,004	0,005	0,0045	0,0045	0,0042	0,0045	0,006
Наведена довжина каналу, м	1,12	1,0	1,18	0,893	0,835	0,8	1,0
Маса однієї пластини, кг	3,2	5,5	6,6	6,5	5,5	0,55	7,3

Примітки: * - пластина з гофрами „у ялинку”; ** - з горизонтальними гофрами; «Р» - для розбірних конструкцій апаратів; «РС» - напіврозбірних; «Н» - нерозбірних

Встановлення теплообмінних пластин в розбірних апаратах і стискання їх у герметичний пакет здійснюється за допомогою рами. При кількості пластин в апараті не більше 50 використовують консольну конструкцію рами (виконання 1, рис. 2.14). При більшій кількості пластин залежно від потрібної механічної жорсткості конструкції застосовують двохопорну (виконання 2, рис. 2.15) або трьохопорну (виконання 3, рис. 2.16) раму. Загальні технічні показники деяких пластинчастих апаратів, що застосовуються у системах теплопостачання, наведені у табл. 2.3. У дод. Д подані конструктивні характеристики пластинчастих теплообмінників, виготовлених на основі пластин Р 0,05; Р 0,3; Р 0,6. Основні експлуатаційні показники апаратів у системах теплозабезпечення наведені в дод. Е.

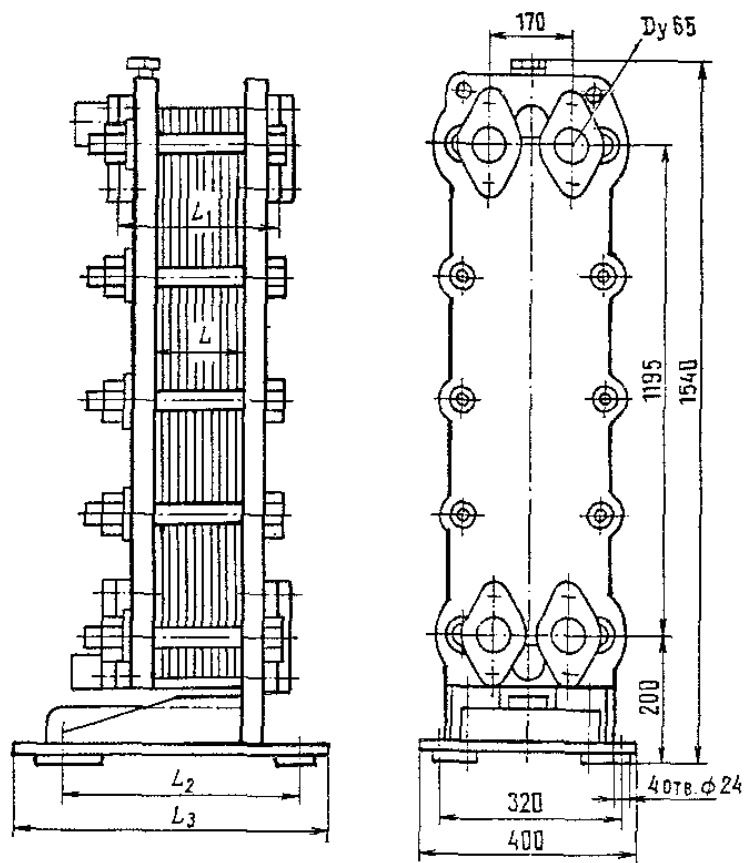


Рис. 2.14 – Консольна конструкція опорної рами пластинчастого теплообмінника (виконання 1)

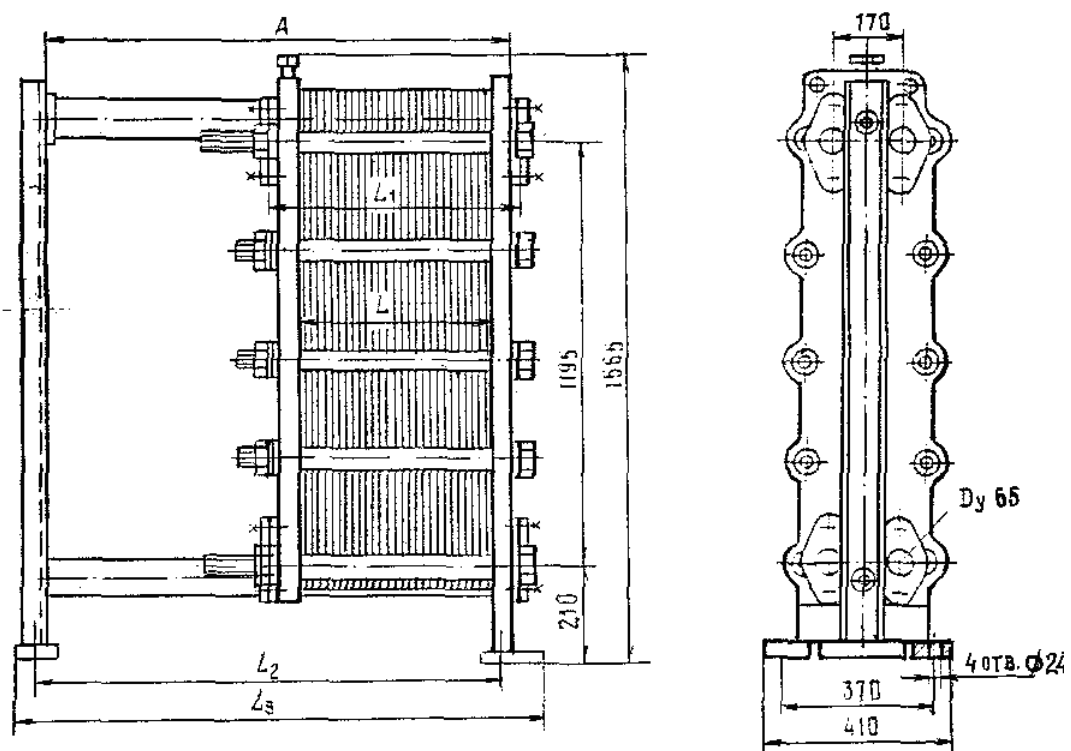


Рис. 2.15 – Пластинчастий теплообмінний апарат на двохопорній рамі (виконання 2)

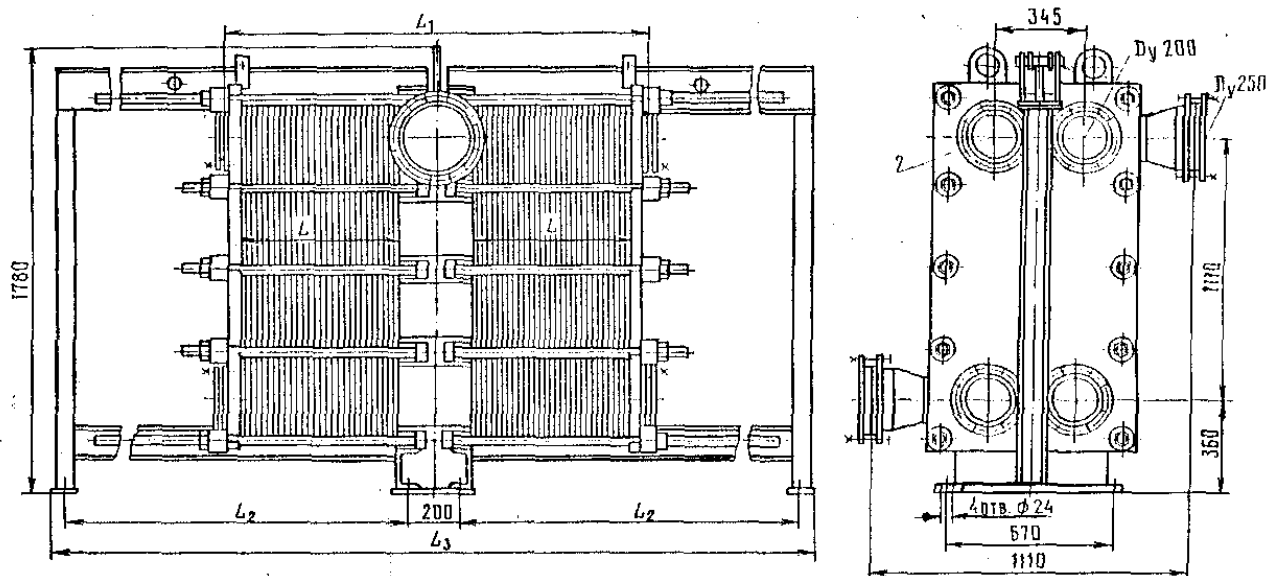


Рис. 2.16 – Пластинастий теплообмінник
на триопорній рамі (виконання 3)

Таблиця 2.3 - Технічні характеристики пластинчастих теплообмінних апаратів.

Показник	Типи пластин							
Типи апаратів	розбірні			напіврозбірні			нерозбірні	
Робочі середовища	вода-вода			вода-вода			пара-пара	
	Р 0,05	Р 0,3	Р 0,6	РС 0,25	РС 0,35	РС 0,5	Н 0, I	Н 1,0
Витрати середовища, м ³ /год - через апарат	6	50	200	70	60	200	50	300
- через один канал	0,1-0,8	0,4-2,5	0,7-5	0,4-3	0,4-3	1-8	0,2-1,5	1,2-9
Площа теплообмін-ної поверхні, м ² - пластини	0,05	0,3	0,6	0,25	0,35	0,50	0,1	1,0
- апаратів (безпере-вний ряд)	0,5-6	3-25	10-160	5-50	12-35	1-50	2,5-8	40-200
Діаметр шпунців (найбіль- ший), мм	25	65	200	80	800	200	65	350
Припустимі температу-ри середовищ, °С	10 до +100	20 до +100	20 до +100					

2.2. Параметри мікрорайонних мереж (на прикладі м. Харкова)

Не зважаючи на індивідуальні особливості проектів (довжина і діаметри теплопроводів, втрати тиску і теплоти при транспортуванні теплоносія тощо), мікрорайонні мережі при централізованому тепlopостачанні мають ряд спільних рис: розміщення центрального теплового пункту, як правило у центрі теплових навантажень, що забезпечує мінімальну довжину теплопроводів; суттєва розгалуженість (наявність щільної мережі відгалужень від головних гілок); прокладка трубопроводів здійснена переважно у непрохідних каналах і по технічних підпіллях будівель.

Для з'ясування впливу окремих параметрів мереж на характеристики теплових і гідравлічних режимів мікрорайонних систем тепlopостачання проведений аналіз 41 об'єкта (мікрорайони, квартали) м. Харкова і деяких міст Харківської області, основні технічні показники яких подані у табл. 2.4.

Теплозабезпечення будівель розглянутих об'єктів здійснюється за чотирьохтрубною схемою (два трубопроводи для опалення, два – для системи гарячого водopостачання). Теплопроводи прокладені частково у непрохідних каналах, частково – по технічних підпіллях будівель. Приблизно у 10% випадків тепла енергія надходить до споруд безпосередньо від опалювальних котелень, у 90% - через теплорозподільчі станції.

Таблиця 2.4 – Загальні характеристики об'єктів

№ п/п	Кількість головних гілок	Опалювальне навантаження, Мвт		Середня кількість поверхів	Довжина трубопроводів мережі, м	
		загальне	окремо для гілок		загальна	окремо для гілок (з відгалуженнями)
1	2	3	4	5	6	7
1	1	8,87		5,2	3193	
2	2	5,90	3,27/2,63	10,6/5	1434	782/652
3	1	9,96		5,7	4822	
4	1	15,34		6,9	4196	
5	1	15,84		10,14	2118,4	
6	2	15,64	10,34/5,3	6,46,2	2239	1343/896
7	3	15,79	7,13/5,4/3,36	7,3/6,9/6,2	3416	1584/1317/515
8	1	10,85		6,96	2809	
9	2	15,94	7,03/8,91	10,1/1,0	3398	1504/1894
10	1	14,33		5,8	4681	
11	1	20,04		6,5	6312	
12	2	19,3	10,4/8,9	10/9,3	5283	2856/2427
13	1	15,39		6,6	3949	
14	2	5,54	3,4/2,14	5,2/9	1732	1092/640
15	2	4,26	2,59/1,67	5/5	1217	681/536
16	2	15,35	11,28/4,07	7,4/9	5399	2438/2961
17	2	15,89	6,12/9,76	6,4/7	6707	
18	1	6,09		6,13	3183	
19	1	6,48		9,7	2024	
20	2	11,4	2,2/9,2	5,1/5,8	4163	

Продовження табл. 2.4.

21	1	22,02		6,5	6555	
22	1	11,76		10	1992	
23	2	8,8	8,4/0,4	4,75/2	3162	2887/275
24	1	2,76		16	628,5	
25	1	1,64		9,1	453	
26	1	3,37		5	1302	
27	2	4,3	1,4/2,9	5/10,1	1183	498/685
28	2	3,68	1,63/2,05	5,8/4,8	705	397/308
29	2	14,39	7,56/6,83	10,4/9,4	2136	1021/1115
30	1	8,99		9	974	
31	2	12,7	6,9/5,8	6,2/6,6	2726	1296/1430
32	1	20,98		9,5	3038	
33	1	11,08		10,5	2367	
34	1	11,05		6	3380	
35	1	11		6,9	3157	
36	2	7,72	2,88/4,84	5/10,8	2036	821/1215
37	2	19,43	16,12/3,31	8,4/8,9	3005	2495/510
38	1	3,0		5	948	
39	1	10,38		9	2180	
40	1	1,84		4,3	714	
41	2	8,65	5,05/3,6	9/15,3	1796	1086/709

У 56% випадків мікрорайонні мережі мають одну головну гілку і у 42% випадків – дві. Майже половина (49%) розглянутих об'єктів характеризуються розрахунковим опалювальним навантаженням у діапазоні значень $5 \leq Q_{o,max} \leq 15$ МВт. Для 20% систем витрати теплоти на опалення менше 5 МВт, а для 31% - більше 15 МВт. Причому потреба у теплоті для найменшої з проаналізованих груп будівель становить 1,64 МВт, для найбільшої – 22 МВт.

Середня кількість поверхів забудови знаходиться у межах від 4,3 до 16, а загальна довжина трубопроводів опалювальної мережі у двотрубному обчисленні змінюється від 453 м для найменшої до 6707 м для найдовшої. Розподіл по інтервалам загальних довжин мікрорайонних мереж такий: 15% об'єктів мають довжини теплопроводів менше 1000 м, 39% об'єктів – від 1000 м до 3000 м, 34% - від 3000 м до 5000 м, 12% об'єктів мають довжину більше 5000 м.

Розглянутий масив утворили 72 головні гілки і 127 відгалужень. Відгалуження до окремих споруд до уваги не приймалися. Гілки і відгалуження мереж суттєво відрізняються за довжиною, тому при розгляді об'єкти були об'єднані у групи по інтервалам довжин. Для головних гілок обрані такі інтервали: $100 \leq L \leq 300$ м; $300 < L \leq 500$ м; $500 < L \leq 1000$ м; $L > 1000$ м. Для відгалужень дані об'єднані у чотири групи: $L \leq 100$ м; $100 < L \leq 300$ м; $300 < L \leq 500$ м; $500 < L \leq 1000$ м. Розподіл гілок і відгалужень мікрорайонних мереж опалення за названими групами подано на рис. 2.17. Найбільш вживані довжини головних гілок знаходяться в інтервалі: $500 < L \leq 1000$ м (54% випадків відгалужень), $100 < L \leq 300$ м (майже 68% випадків).

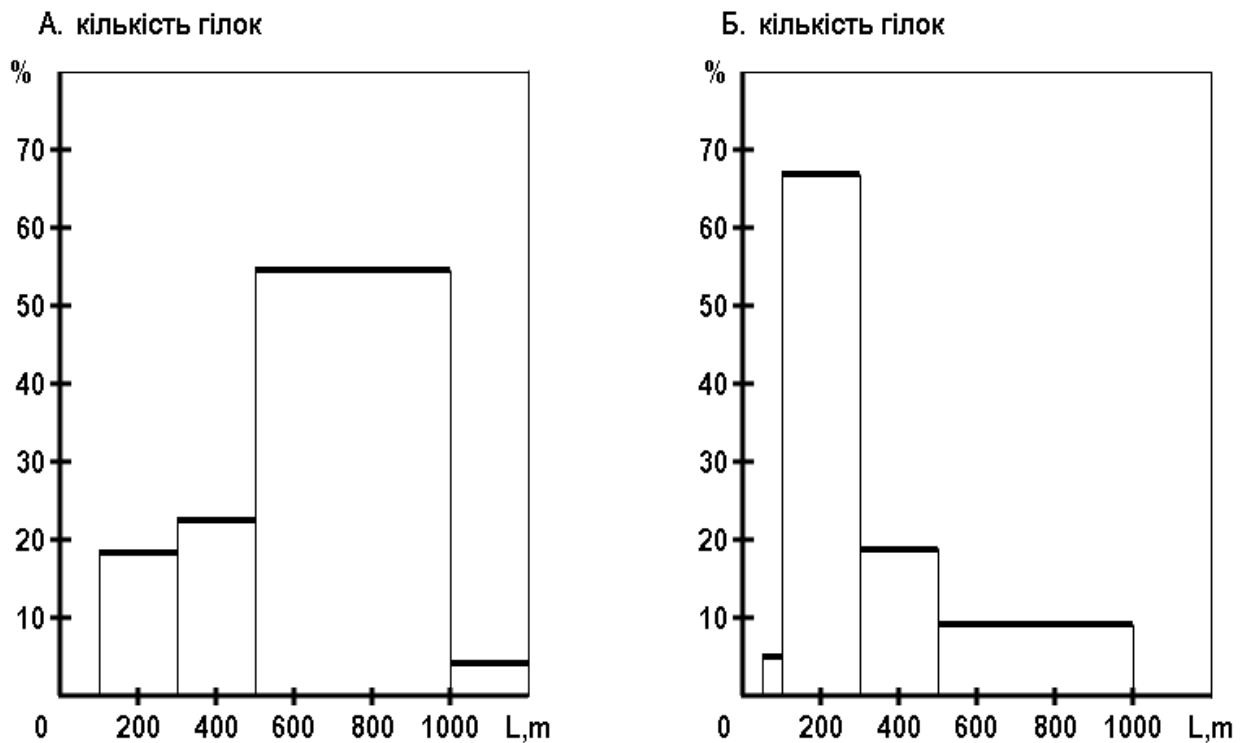


Рис. 2.17 – Розподіл кількості гілок мікрорайонних мереж теплопостачання за довжиною трубопроводів:

а – головні гілки мікрорайонних мереж; б - відгалуження

Діаметр трубопроводів теплових мереж визначається гідравлічним розрахунком залежно від витрат теплоносія на ділянках мережі і припустимих втрат тиску. Витрати теплоносія обчислюють за величиною теплових навантажень на окремих фрагментах мережі. Внаслідок зміни теплового навантаження на ділянках теплопровода відповідно змінюється по довжині й діаметр. Характер зміни діаметра залежить від конструкції мереж і характеристик споживачів теплоти конкретного мікрорайону. Усереднена для розглянутого масиву об'єктів крива розподілу відносної довжини ділянок за величиною діаметра наведена на рис. 2.18, на якому l – довжина ділянок даного діаметра, L – загальна довжина теплопроводів. З графіка видно, що найбільш вживаними є трубопроводи з діаметрами від 76 до 133 мм. Їх частка складає більше половини сумарної довжини мікрорайонних теплопроводів. Ці результати не протирічать даним [10], згідно з якими середній діаметр мікрорайонних теплових мереж у м. Харкові становить 133 мм.

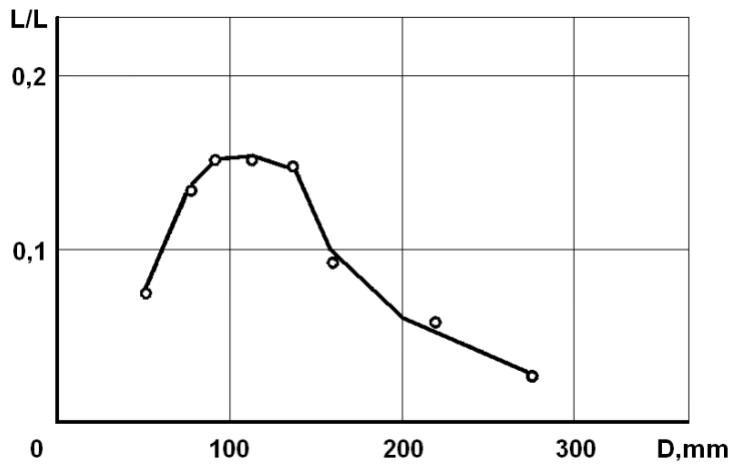


Рис. 2.18 – Розподіл довжин ділянок мікрорайонної теплової мережі за діаметром трубопроводів

Середній діаметр трубопроводів часто використовують при оцінках металоемності мереж, втрат теплоти та інших техніко-економічних показників мереж. Його величину обчислюють як середньоінтегральну за флормулою

$$\bar{d} = \frac{\sum_{i=1}^n (d_i l_i)}{\sum_{i=1}^n l_i} \quad (2.4)$$

де d_i , l_i – діаметр і довжина ділянки відповідно; n – кількість ділянок.

На початкових етапах проектування мікрорайонних систем в умовах обмеженої інформації зручніше використовувати середнє арифметичне значення діаметра на гілці чи відгалуженні:

$$d_{cp} = 0,5(d_{max} + d_{min}). \quad (2.5)$$

Це обумовлене тим, що значення максимального d_{max} і мінімального d_{min} діаметрів теплових мереж легко можна визначити, знаючи прийнятий для району забудови температурний графік регулювання відпуску теплоти і теплові навантаження гілок запроектованого мікрорайону та найвіддаленішого на гілках будинку відповідно. Витрати теплоти будівлями району забудови на початкових стадіях проектування, як правило, відомі або їх можна достатньо легко оцінити за укрупненими показниками [12], знаючи кліматичні умови місця забудови і основні показники споруди.

Для головних гілок і відгалужень обраних об'єктів обчислено величини відношення \bar{d}/d_{cp} . Результати розрахунків усереднених значень вказаного співвідношення діаметрів для означених раніше діапазонів довжин теплопроводів, які подані на рис. 2.19, свідчать про незначну відмінність величин середніх діаметрів, обчислених за формулами (2.4) і (2.5). Обробка

даних за методом найменших квадратів [24] показала, що з похибкою приблизно 5 % можна вважати, що для головних гілок і відгалужень мікрорайонних теплових мереж виконується рівність $\bar{d} = d_{cp}$.

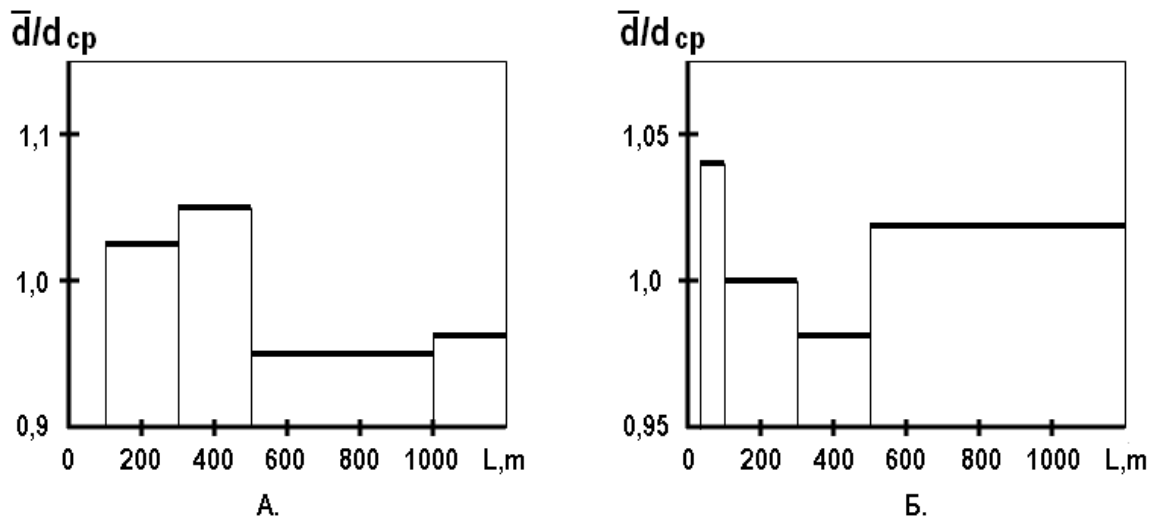


Рис. 2.19 – Співвідношення середніх діаметрів теплопроводів для інтервалів довжин гілок мікрорайонних мереж: а – головні гілки; б - відгалуження

Зв'язок витрат рідини у теплопроводі G і діаметра труби D встановлюється з виразу для питомих втрат тиску рідини на подолання сил тертя

$$i = \frac{0,8125 \cdot \lambda \cdot G^2}{D^5 \cdot \rho}, \quad (2.6)$$

де ρ – питома вага рідини; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя.

Швидкість води у теплопроводах, як правило, перевищує 0,5 м/с, отже у більшості випадків вони працюють в області квадратичного режиму [17], для якого справедливе співвідношення

$$\lambda = 0,11 (K_e/D)^{0,25} \quad (2.7)$$

де K_e – еквівалентна шорсткість стінок теплопроводів.

З урахуванням того, що величина шорсткості теплопроводів становить $K_e = 0,0005$ м [17] і приймаючи густину води постійною і рівною 1000 кг/м^3 , рівняння для визначення діаметра приймає вигляд

$$D = (1,34 \cdot 10^{-5} \cdot G^2 / i)^{0,21} \quad (2.8)$$

Питомі втрати тиску на тертя встановлюють на підставі техніко-економічного аналізу (за наявним напором) або задають на підставі дослідних даних. Для водяних систем теплопостачання, якщо невідомий наявний напір, середніми питомими втратами тиску задаються на підставі дослідних даних.

Уточнення величини питомих втрат тиску на початкових ділянках розглянутих об'єктів здійснене окремо для головних гілок і відгалужень за формулою (2.8) з урахуванням (2.9). Діаметри теплопроводів прийняті за планами теплових мереж. Витрати води на ділянках мереж обчислені за формулою

$$G = Q_{o,max} / (c \cdot \Delta t_p), \quad (2.9)$$

де $Q_{o,max}$ – розрахункове опалювальне навантаження; Δt_p – розрахункова різниця температур у подавальному і зворотному трубопроводах.

Усереднені по масиву об'єктів значення питомих втрат тиску на початкових ділянках головних гілок дорівнюють $i_g = 20,9$ Па/м, для відгалужень – $i_e = 18,1$ Па/м. З урахуванням цих даних формула (2.8) приймає вигляд для головних гілок

$$D_{max,g} = (5,714 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{o,max})^{0,21}, \text{ м}, \quad (2.10)$$

для відгалужень

$$D_{max,e} = (6,59 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{o,max})^{0,21}, \text{ м}, \quad (2.11)$$

де $Q_{o,max}$ – розрахункове опалювальне навантаження приєднаних до гілки будівель, МВт.

Приймаючи до уваги нормативне положення [24], згідно з яким діаметр теплопроводів зовнішніх мереж опалення не повинен бути менше 32 мм, апроксимаційне рівняння для визначення мінімального діаметра на гілці (відгалуженні) має вигляд

$$D_{min} = (0,032 + 1,19 \cdot 10^{-7} \cdot q_{o,max}), \text{ м}, \quad (2.12)$$

де $q_{o,max}$ – розрахункове теплове навантаження найвіддаленішого на гілці об'єкта.

Мікрорайонні мережі теплопостачання, як правило, характеризуються високою розгалуженістю. Ступінь розгалуженості кількісно можна оцінити числом відгалужень від гілки.

Природньо, що кількість відгалужень, як правило, залежить від довжини гілки і, як підтверджують наведені на рис. 2.20 результати визначення характеристик розглянутих об'єктів, у даному випадку має місце

прямопропорційна залежність, тобто при збільшенні довжини теплопроводу кількість приєднаних до нього відгалужень зростає.

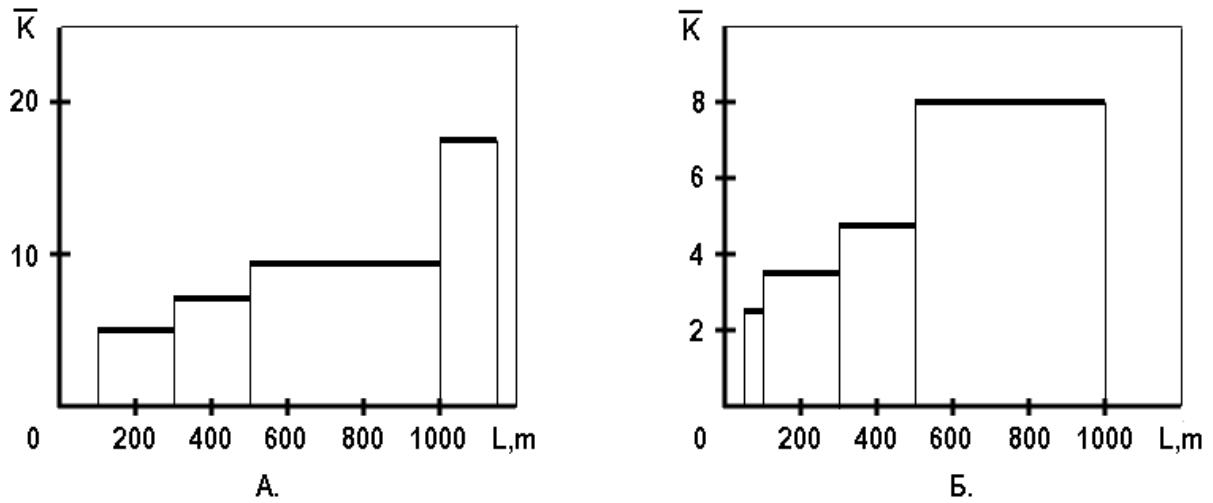


Рис. 2.20 – Усереднена кількість приєднань до мікрорайонних гілок для інтервалів довжин гілок: а – головні гілки; б - відгалуження

Наявність ділянок мережі з постійними витратами теплоносія обумовлює ступінчастий характер зміни витрат по довжині теплопроводу (рис. 2.21). Вигляд кривої залежить від кількості відгалужень, їх потужності і довжини окремих ділянок. Для визначення уніфікованої залежності доцільно реальний закон зміни витрат по довжині замінити монотонним.

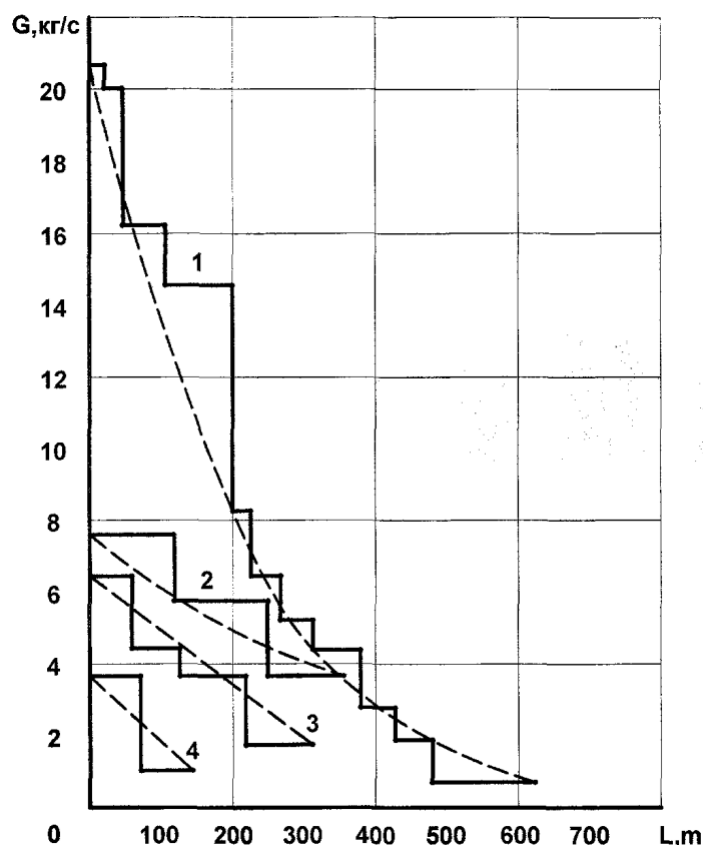


Рис. 2.21 – Зміна витрат мережної води по довжині гілок 604 мікрорайону Салтівського житлового масиву м. Харкова: 1 – головна гілка; 2, 3, 4 – відгалуження; 1' – апроксимація фактичного розподілу витрат

Рух рідини у трубопроводі зі змінними по довжині витратами розглянуто у [25, 26]. Для випадку безперервного приєднання витрат по довжині при значенні кута приєднання $\varphi=90^\circ$ витрати у перерізі трубопроводу, що знаходиться на відстані x від його початку визначається формулою [25]

$$G = G_n(x/L)^{n_2} + G_{mp}, \quad (2.13)$$

де G_{mp} – транзитні витрати, тобто витрати у початковому перерізі трубопроводу; G_n – витрати, що надходять до трубопроводу на всій його довжині; n_2 – показник ступіню, що характеризує зміну надходження по довжині (при $n_2=1$ надходження є рівномірним по довжині, при $n_2>1$ надходження зростає по довжині, а при $n_2<1$ зменшується); L – загальна довжина трубопроводу.

Формулу (2.13) можна використати для зворотного трубопроводу теплових мереж. Для випадку безперервного витоку маси з подавального трубопроводу за аналогією можна записати рівняння

$$G(x_1) = G_m - G_n(x/L)^{n_1}, \quad (2.14)$$

де G_m – витрати теплоносія на вході до гілки; G_n – загальні витрати через відгалуження.

Показник ступеню n_1 характеризує зміну відтоку вздовж труби і визначається особливостями конкретної гілки.

Формулу (2.13) можна застосовувати також й для відгалуження. У такому випадку G_m – витрати на вході у відгалуження з гілки, а G_n – загальні витрати через відгалуження на відгалуженні.

Усереднені профілі безрозмірних витрат мережної води для головних гілок наведені на рис. 2.22. Як з'ясувалось, для інтервалів довжини гілок $500 \leq L \leq 1000$ м і $L > 1000$ м має місце близьке співпадіння результатів, тому для подальшого аналізу прийнято єдиний інтервал $L \geq 500$ м. Для кожного з діапазонів зміни довжин гілок обчислені з використанням метода найменших квадратів значення показника ступеня у рівнянні (2.14). Результати обробки даних свідчать, що при збільшенні довжини головної гілки спостерігається закономірність до зменшення показника ступеня. Його значення для діапазонів зміни довжини гілки подані у табл. 2.5. Там же наведена середня для всього розглянутого діапазону довжин гілок величина n_1 .

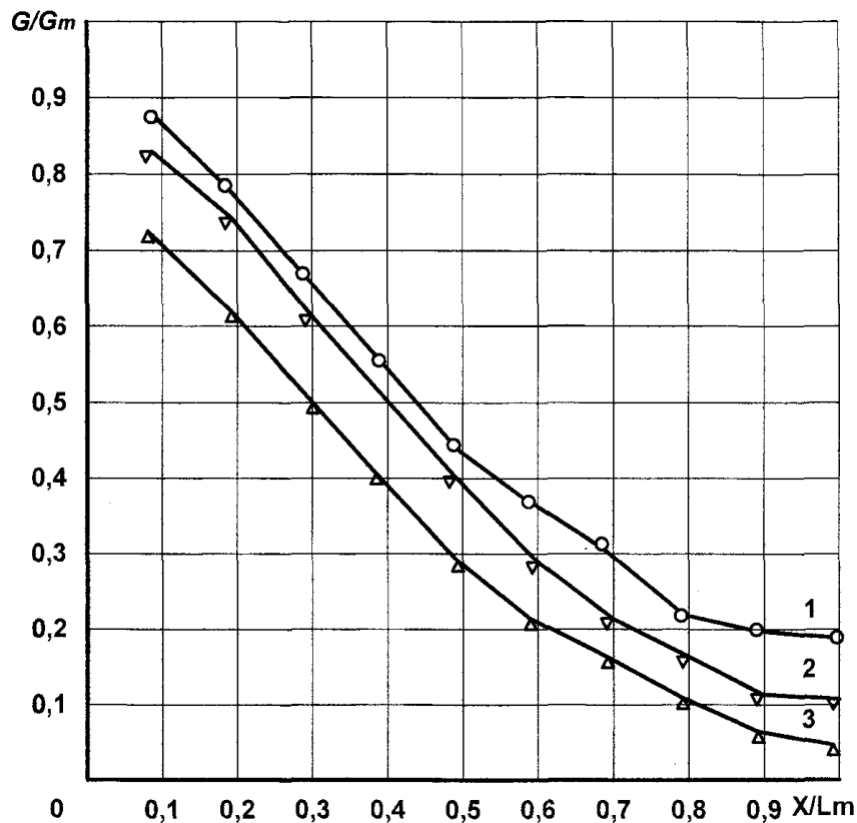


Рис. 2.22 – Зміна витрат мережної води за довжиною головних гілок подавального трубопроводу: 1 – для довжин гілок $L_m < 300$ м; 2 – для довжин гілок $300 \leq L_m \leq 500$; 3 – для довжин гілок $L_m > 500$ м

Таблиця 2.5 – Показник ступеня у рівнянні (2.14) для головних гілок

Інтервал зміни довжин, м	$100 < L \leq 300$	$300 < L \leq 500$	$L > 500$	$100 < L \leq 1500$
Показник ступеня n_1	0,82	0,78	0,64	0,67

Для відгалужень довжиною до 300 м витрати теплоносія змінюються по довжині подавального трубопроводу за законом

$$\frac{G(x)}{G_m} = 1,03 - \left(\frac{x}{L_m} \right). \quad (2.15)$$

При довжині відгалужень $300 < L_m \leq 500$ розрахункова формула має вигляд

$$\frac{G(x)}{G_m} = 1 - 0,9 \left(\frac{x}{L_m} \right). \quad (2.16)$$

Довжина теплових мереж груп будівель, приєднаних до єдиного теплового пункту, залежить від площі території забудови, кількості поверхів будинків, місця розташування центрального теплового пункту та інших факторів. У [5-7] наведені табличні дані щодо довжини теплопроводів на 1000 м² загальної площі житлових будинків (l_n) залежно від середньої кількості поверхів забудови. Для зручності користування даними вони апроксимовані формулою

$$l_n = \left(5,9 + \frac{105}{n_{cp}} \right) \cdot \frac{A}{1000}, \quad (2.17)$$

де n_{cp} – середня кількість поверхів забудови; A – загальна площа житлових будинків.

Похибка апроксимації табличних даних формулою (2.17) не перевищує 3 %.

З урахуванням взаємозв'язку між нормою витрат теплоти на опалення q_o , величиною площі і опалювальним навантаженням будівель $Q_{o,max}$ [12]

$$Q_{o,max} = q_o \cdot A \cdot (1 + K_1) \quad (2.18)$$

остаточно маємо

$$l = \left(5,9 + \frac{105}{n_{cp}} \right) \cdot \frac{Q_{o,max}}{q_o \cdot (1 + K_1)}, \quad (2.19)$$

де K_1 – коефіцієнт обліку витрат теплоти на опалення громадських будівель мікрорайону (рекомендовано $K_1 = 0,25$ [12]).

Наявні дані про об'єкти забудови дозволили також виконати аналіз витрат теплоти трубопроводами опалювальної мережі залежно від величини

розрахункових витрат теплоти на опалення будівель. Теплові втрати трубопроводами мережі обчислені за даними проектів при відомих діаметрах і довжинах ділянок як сума втрат на окремих фрагментах мережі. Розрахунки проведені окремо для подавальних і зворотних трубопроводів за формулами

$$Q_n = q_n \cdot l \cdot \beta, \quad (2.20)$$

$$Q_z = q_z \cdot l \cdot \beta. \quad (2.21)$$

Питомі втрати теплоти подавальними q_n і зворотними q_z трубопроводами визначені для температури води в мережах відповідно $\tau_1=140^\circ\text{C}$, $\tau_2=70^\circ\text{C}$ і температури ґрунту на глибині вісі труби $t_2=5^\circ\text{C}$ за формулами

$$q_n = q_{nH} \cdot \frac{\tau_1 - t_2}{\Delta t_{nH}}, \quad (2.22)$$

$$q_z = q_{zH} \cdot \frac{\tau_2 - t_2}{\Delta t_{zH}}, \quad (2.23)$$

де q_{nn} – нормативні втрати теплоти трубопроводами при фіксованих різницях температур теплоносія і ґрунта для подавального Δt_{nn} і зворотного Δt_{zn} теплопроводів [27].

Коефіцієнт β у формулах (2.20), (2.21) враховує додаткові втрати теплоти конструктивними елементами мережі. Згідно з [28] для умов прокладки у непрохідних каналах $\beta=1,15$.

Нормативні дані по тепловим втратам трубопроводами [28] відповідають різницям температур $\Delta t_{nn}=85^\circ\text{C}$, $\Delta t_{zn}=45^\circ\text{C}$.

Результати визначення нормативних теплових втрат для прийнятих до розгляду об'єктів залежно від величини максимальних витрат теплоти на опалення будівель ($Q_{o,max}$) наведені на рис. 2.23. Узагальнення результатів розрахунків дозволило визначити вигляд функціональної залежності величини втрат теплоти подавальними і зворотними трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі

$$Q_n = 0,033 Q_{o,max} \quad (2.24)$$

$$Q_z = 0,02 Q_{o,max}. \quad (2.24)$$

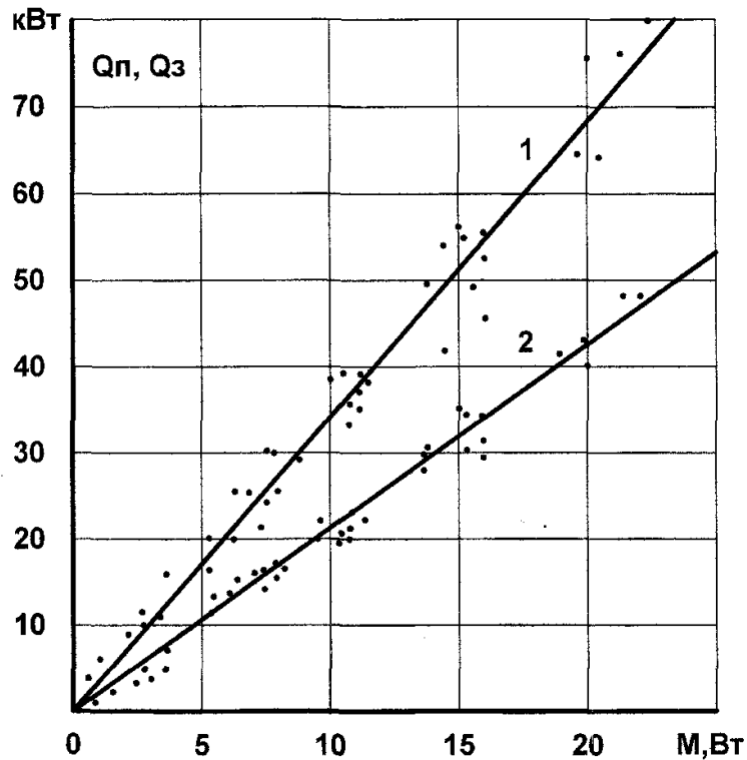


Рис. 2.23 – Втрати теплоти трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі: 1 – подавальні трубопроводи; 2 – зворотні трубопроводи

Загальні втрати теплоти розподільчою частиною мікрорайонної мережі опалення без урахування втрат трубопроводами ділянок введів від магістральних мереж до центрального теплового пункту дорівнюють сумі величин, обчислених за формулами (2.24), (2.25). При співставленні результатів розрахунків середня розбіжність для діапазону максимальних витрат теплоти на опалення $1,6 \leq Q_{o,max} \leq 22$ МВт становить приблизно 24%, причому в області значень приблизно до 4 МВт помилка суттєво нижче (на рівні 11%), а у діапазоні $4 \leq Q_{o,max} \leq 22$ МВт дещо вище (на рівні 26%).

Існуюча тенденція розміщувати центральний тепловий пункт у центрі теплових навантажень групи будівель обумовлює помітний вплив ділянок введів теплових мереж до мікрорайонів на загальний рівень теплових втрат. Для розглянутих об'єктів довжина ділянок введів змінюється в інтервалі 87÷475 м, що додає до втрат теплоти розподільчою частиною мережі ще від 1,5 до 28%. Якщо величина діаметрів теплопроводів на вводах до мікрорайонів однозначно визначається тепловим навантаженням мікрорайонної системи теплоспоживання, встановити зв'язок між довжиною ділянок введів і показниками забудови не вдалося. Середні для розглянутого масиву об'єктів втрати теплоти ділянками введів становлять приблизно 15% від втрат розподільчою частиною.

Використовуючу запропоновану в [28] формулу для обчислення теплових втрат трубопроводами мереж гарячого водопостачання залежно від максимальних витрат теплоти будівлями мікрорайону на гаряче водопостачання ($Q_{h,max}$)

$$Q_c = 0,015 Q_{h,max} \quad (2.26)$$

з урахуванням формул (2.24), (2.25) можна виконувати попередні оцінки на початкових етапах проектування.

Підвищувати точність оцінок втрат теплоти трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі можна використовуючи формули (2.20), (2.21), врахувавши в них залежність питомих втрат теплоти від діаметра. На початкових етапах проектування мікрорайонних систем для цього зручно використати величину середнього арифметичного діаметра з використанням формул (2.10) – (2.12). Дискретні табличні дані по нормативним втратам теплоти подавальними і зворотними трубопроводами можна апроксимувати лінійною залежністю

$$q_{nn} = 31,6 + 270 \cdot D, \quad (2.27)$$

$$q_{zn} = 18,2 + 191 \cdot D, \quad (2.28)$$

де D – діаметр трубопроводу, м.

Порівняння результатів тестових розрахунків за описаною методикою з результатами детальних розрахунків теплових втрат для обраних об'єктів свідчать, що середнє відхилення даних у дослідженому діапазоні максимальних опалювальних навантажень становить приблизно 16%, що помітно нижче ніж для обчислень за формулами (2.24), (2.25).

Наведені формули дозволяють оцінювати втрати теплоти при нормативних умовах. Враховуючи суттєвий знос теплових мереж, відсоток очікується більшим. За даними [30] рівень теплових втрат у мережах м. Харкова складає приблизно 16% від відпущеної теплової енергії, що майже на чверть більше припустимих.

2.3. Охолодження теплоносія у розгалуджених мережах

Зміну температури теплоносія на ділянці теплової мережі визначають з рівняння теплового балансу залежно від витрат теплоносія і теплових втрат:

$$\tau_n - \tau_k = Q / (G_d \cdot c), \quad (2.29)$$

де τ_n , τ_k – температура теплоносія на вході й виході ділянки; c – питома теплоємність.

При відомій конфігурації теплових мереж, геометричних характеристиках теплопроводів, способі прокладки і параметрах теплової ізоляції втрати

теплоти визначають за відомою методикою [27, 28], яка передбачає попередній розподіл мережі на розрахункові ділянки, у межах кожної з яких діаметр трубопроводу і витрати теплоносія незмінні. Температуру в кінці фрагменту мережі визначають за формулою (2.29) як результат охолодження на кожній ділянці фрагменту, що входять до складу фрагменту.

Обчислити розподіл температури по довжині теплопроводів на початкових етапах проектування систем тепlopостачання районів забудови до проведення трасування і виконання гідравлічного розрахунку теплових мереж неможливо, що ускладнює повноцінне порівняння варіантів виконання системи. Особливо важливо врахувати охолодження теплоносія у мікрорайонних мережах при улаштуванні індивідуальних теплових пунктів для приєднання водопідігрівних установок гарячого водопостачання. У цьому випадку охолодження гріючого теплоносія в мережах необхідно компенсувати або збільшенням теплообмінної поверхні підігрівників, або збільшенням витрат теплоносія з мереж.

Зручну для проведення оцінок охолодження теплоносія формулу можна отримати у припущенні, що діаметр трубопроводу змінюється по довжині мережі не дискретно від ділянки до ділянки, а монотонно від максимального на початку мережі (для подавальної лінії) до мінімального на ввіді найвіддаленішого споживача. Зміна витрат теплоносія у трубопроводах також відбувається постійно по довжині гілки мережі і для подавального трубопроводу записується виразом (2.14).

Баланс теплоти для елементарної ділянки подавального трубопроводу довжиною dx (рис. 2.24) має вигляд

$$G_1' t_1 = G_1'' (t_1 + dt) + (G_1' - G_1'') t_1 + Q_1 / c, \quad (2.30)$$

де G_1' , t_1 – витрати та температура середовища на вході до елементарної ділянки; G_1'' – витрати на виході з ділянки; dt – зміна температури на ділянці.

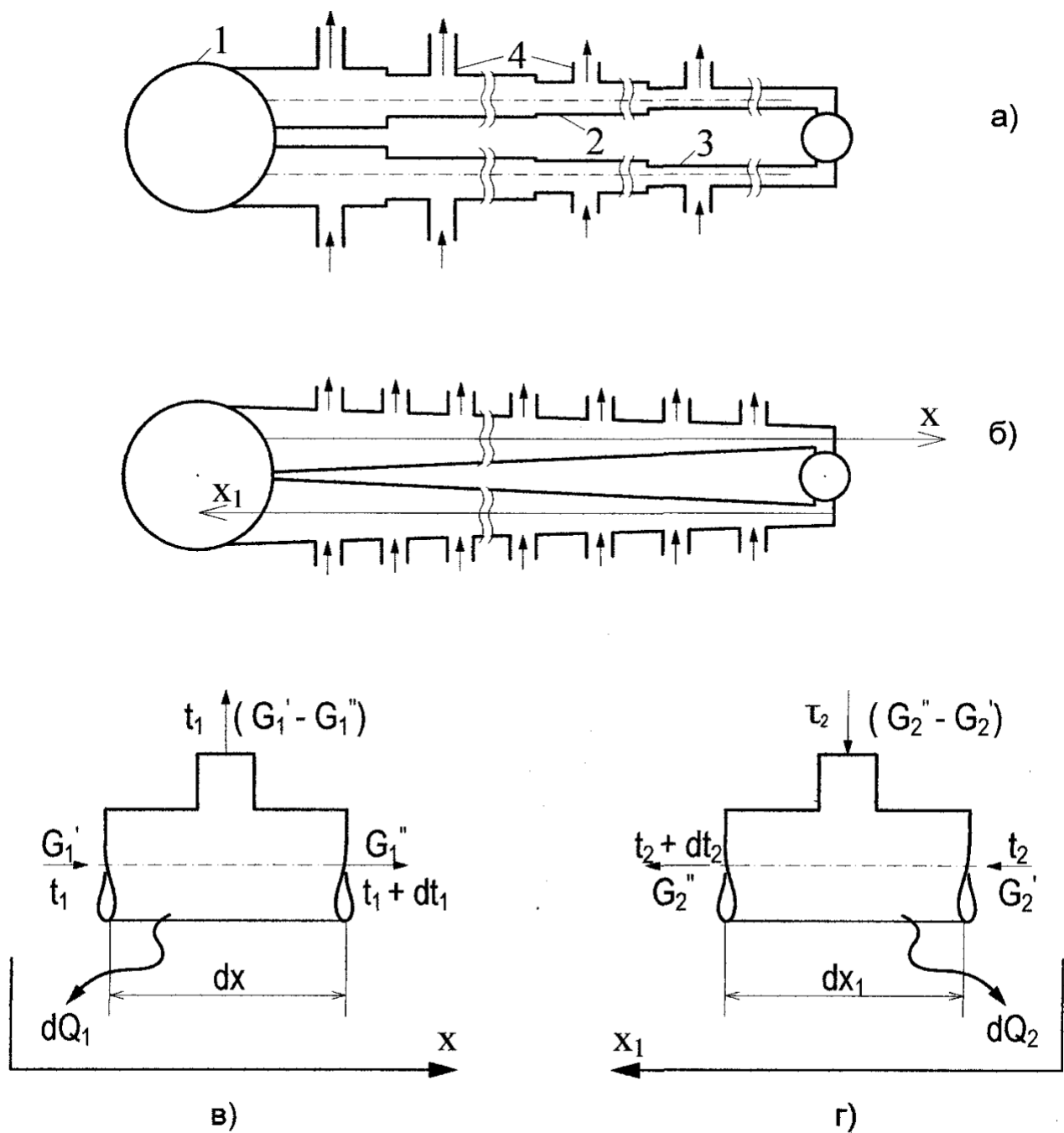


Рис. 2.24 – До розрахунку зміни температури теплоносія в трубопроводах теплових мереж: а – гілка мікрорайонної мережі; б – розрахункова модель; в – елементарна ділянка подавального трубопроводу; г – елементарна ділянка зворотного трубопроводу; 1 – теплорозподільча станція; 2, 3 – подавальний і зворотний трубопроводи мережі; 4 - відгалуження

Втрати теплоти у межах елементарної ділянки зручно визначити через питомі значення:

$$Q_I = q_I \cdot dx. \quad (2.31)$$

При використанні у розрахунках нормативних або експериментальних значень лінійних тепловтрат, отриманих для певної різниці температур теплоносія і навколишнього середовища (Δt_I), втрати теплоти для поточних значень температур теплоносія $t_I(x)$ і оточуючого середовища $t_{окр}$ можна визначити формулою

$$Q_I = q_I' \frac{[t_I(x) - t_{окр}] \cdot \beta}{\Delta t_I} dx, \quad (2.32)$$

де q_I' – таблична або експериментальна величина питомих втрат теплоти; β – коефіцієнт, що враховує місцеві тепловтрати конструктивними елементами теплопроводів.

При надземному прокладанні теплопроводів як температуру оточуючого середовища ($t_{окр}$) приймають температуру зовнішнього повітря, при підземному безканальному прокладанні й прокладанні у непрохідних каналах – температуру ґрунту на глибині знаходження вісі теплопроводу.

Приймаючи $n=1$ у рівнянні (2.14) і припускаючи, що $dxdt=0$, рівняння (2.30) трансформується до вигляду

$$\left(G_m - G_n \cdot \frac{x}{L} \right) dt_I = - \frac{q_I'}{c \cdot \Delta t_I} (t_I - t_{окр}) dx. \quad (2.33)$$

Розв'язуючи наведене диференціальне рівняння для початкових умов $t_I(0) = \tau_1$ (τ_1 – температура теплоносія на вході до гілки), маємо формулу

$$t_I(x) = t_{окр} + (\tau_1 - t_{окр}) \left(1 - \frac{G_n}{G_m} \cdot \frac{x}{L} \right)^{A_I}, \quad (2.34)$$

$$A_I = \beta \cdot q_I' \cdot L / (\Delta t \cdot c \cdot G_n).$$

Вплив окремих величин на точність визначення температур за допомогою формули (2.34) досліджено з використанням викладеної у [31] методики.

Кількісною оцінкою точності результатів є абсолютна і відносна похибка. Тому, що у першому наближенні можна прийняти $\Delta U/U = dU/U$ (U – величина, що аналізується), і, як відомо $dU/U = d(\ln U)$, відносна помилка визначається повним диференціалом від логарифму цієї величини. Користуючись цим підходом, після перетворень рівняння (2.34) формула для визначення відносної похибки обчислення температури має вигляд

$$\frac{\Delta(t_1)}{t_1} = \frac{\Delta(t_{okp})}{t_{okp}} + \frac{\Delta(\tau_1)}{\tau_1} + D_3 \left[\frac{\Delta G}{G} \left(2 - \frac{G_{mp}}{G_m} \right) + \frac{\Delta L}{L} \left(1 + \frac{x}{L} \right) \right], \quad (2.35)$$

$$D_3 = q'_1 \cdot L / \Delta t'_1 \cdot c \cdot G_n \left[1 - \left(1 - \frac{G_{mp}}{G_m} \right) \cdot \frac{x}{L} \right],$$

де Δ – абсолютна похибка відповідної величини; $G_{mp} = G_m - G_n$ – транзитні витрати теплоносія у трубопроводі.

Аналіз структури формули (2.35) свідчить, що зі зменшенням співвідношення витрат G_{mp}/G_n похибка обчислень зростає при умові $(x/L) \rightarrow 1$. Видно також, що слід очікувати збільшення неточності обчислень для гілок більшої довжини. Це підтверджують результати серії розрахунків, здійснених при умові, що точність визначення витрат теплоносія знаходиться на рівні точності вимірювань витратоміром і не перевищує 3% [32, 33], абсолютна похибка значень температур становить $0,1^\circ\text{C}$, відносна помилка визначення лінійних розмірів мережі прийнята постійною по довжині гілки і рівною 1,5%.

Наведені на рис. 2.25 результати обчислень свідчать про значне – у декілька разів – зростання похибки для кінцевих перерізів теплопроводів, особливо при малих значеннях «транзитних» витрат теплоносія. Послабити вплив вказаного недоліка формули (2.34) можна штучним зменшенням співвідношення витрат на гілці, переміщуючи кінцеву розрахункову точку на гілці у напрямку початку координат, тобто розбиваючи гілку на декілька ділянок. Можливість застосування такого штучного засобу підтверджена результатами розрахунків для мікрорайонів м. Харкова. На рис. 2.26 наведена схема теплопостачання житлової групи, у табл. 2.6 подані характеристики розрахункових ділянок мережі і результати обчислення охолодження води у подавальному трубопроводі на ділянках за балансовим співвідношенням (2.29).

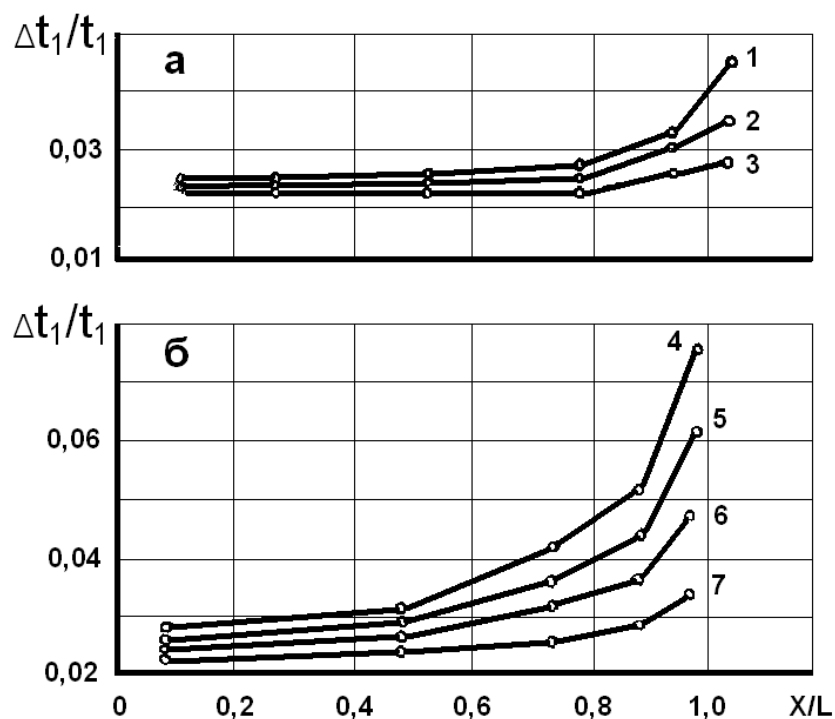


Рис. 2.25 – Вплив величини співвідношення витрат (а) та довжини розрахункової гілки (б) на точність обчислення температури теплоносія в перерізах подавального трубопроводу теплових мереж: 1, 2, 3 – $L=500$ м: 1 - $G_{mp}/G_m=0,05$; 2 - $G_{mp}/G_m=0,1$; 3 - $G_{mp}/G_m=0,25$; 4÷7 - $G_{mp}/G_m=0,1$: 4 - $L=2000$ м; 5 - $L=1500$ м; 6 - $L=1000$ м; 7 - $L=500$ м

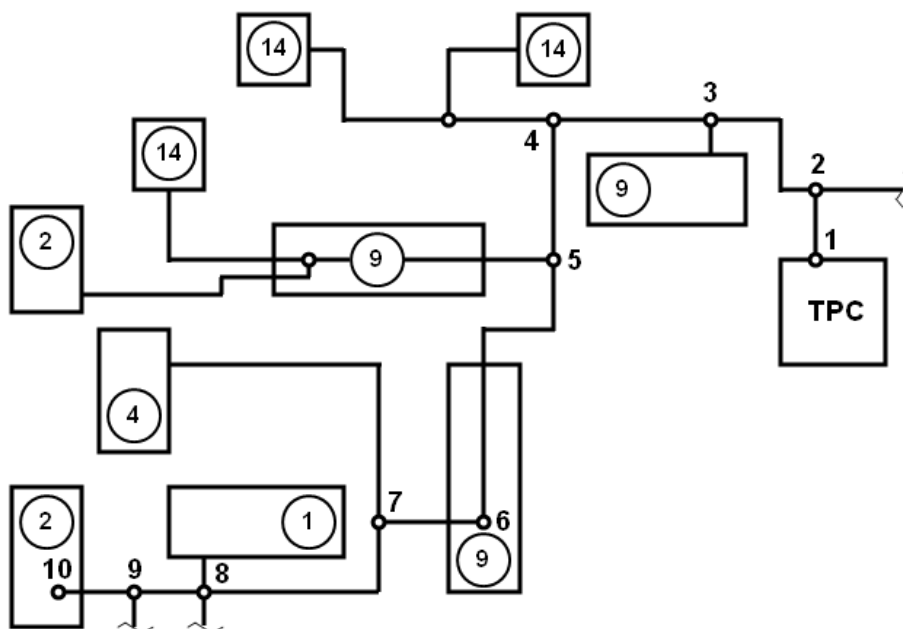


Рис. 2.26 – Схема теплопостачання житлового мікрорайону:
1...10 – розрахункові точки; 9 – кількість поверхів; ТРС – теплорозподільча станція

Таблиця 2.6 – Характеристики ділянок мікрорайонної мережі опалення

№ ділянки	Довжина, м	Діаметр, мм	Теплове навантаження, кВт	Витрати теплоносія, кг/с	Температура на ділянці, °С	
					вхід	вихід
1-2	32	219	6095	19.49	90	89.96
2-3	110	219	4110	12.59	89.96	89.74
3-4	137	219	3203	9.78	89.74	89.38
4-5	80	159	2110	6.59	89.38	89.14
5-6	115	133	1020	3.33	89.12	88.63
6-7	89	133	566	1.972	88.63	87.76
7-8	78.5	89	172	0.786	87.76	86.20
8-9	30	57	81	0.248	86.20	84.67
9-10	33	57	52	0.162	84.67	82.09

Розрахунки здійснені при температурі на вході в гілку $\tau_1=90^\circ\text{C}$ і нормативних втратах теплоти для прокладання у непрохідних каналах [27]. На рис. 2.27 проведено співставлення підсумкових даних табл. 2.6 та результатів обчислень температури за формулою (2.34) при тих самих вихідних даних. При застосуванні формули (2.34) для гілки (1-10) в цілому розбіжність температур у кінцевих перетинах гілки становить приблизно 9%. Співвідношення витрат $G_{\text{мр}}/G_{\text{м}}$ для гілки, що розглядається, дорівнює 0,01, чим й пояснюється значне відхилення результатів. Поділом гілки на два фрагменти (1-5) і (5-10) досягається збільшення співвідношень витрат $G_{\text{мр}}/G_{\text{м}}$ до 0,4 для першого фрагмента і до 0,25 для другого і зниження розбіжності для кінцевих перетинів гілки приблизно вдвічі.

Застосування формули для магістральних теплопроводів показало суттєво менші (<1 %) відхилення результатів розрахунків за формулою (2.34) від значень температур, отриманих при обчисленнях за балансовим співвідношенням для ділянок мережі. Це пояснюється тим, що магістральні ділянки теплотраси, як правило, менш розгалужені і характеризуються більш високими значеннями $G_{\text{мр}}/G_{\text{м}}$.

Баланс теплоти для елементарної ділянки зворотного трубопроводу (рис. 2.24) має вигляд:

$$G_2'(x_1) \cdot t_2(x_1) + G_2''(x_1) \tau_2(x_1) = (G_2' + G_2'')(t_2 + dt_2) + \frac{Q_2}{c}, \quad (2.36)$$

де $\tau_2(x_1)$ – температура теплоносія на вході у трубопровід з відгалужень.

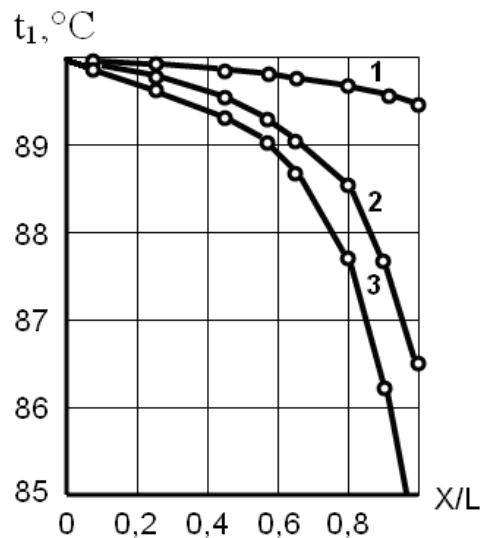


Рис. 2.27 – Зміна температури теплоносія по довжині подавального трубопроводу гілки (1-10) (див. рис. 2.26): 1 – розрахунок за формулою (2.34) для гілки (1-10) в цілому; 2 – розрахунок за формулою (2.34) з поділом гілки на фрагменти (1-5), (5-10); 3 – дані табл. 2.6

Втрати теплоти на ділянці довжиною dx_1 можна визначити наступним чином:

$$Q_2 = \frac{q_2' [t_2(x_1) - t_{окр}] \beta}{\Delta t_2} dx_1, \quad (2.37)$$

де q_2' – величина лінійних теплових втрат, визначених тим чи іншим засобом для різниці температур теплоносія і навколишнього середовища Δt_2 ; $t_{окр}$ – фактична температура навколишнього середовища.

Аналіз зміни температури теплоносія у зворотних трубопроводах теплових мереж як і для подавального трубопроводу приведено у припущенні монотонної зміни витрат речовини по довжині теплопроводу.

Точність визначення температур вздовж зворотного трубопроводу розгалужених теплових мереж суттєво залежить як від обраного закону зміни кількості речовини, так й від виду функціональної залежності зміни по довжині трубопроводу температури теплоносія на вході з відгалужень.

Як можливі варіанти закону зміни витрат вздовж трубопроводу розглянуті лінійний (2.38) і ступеневий (2.13) закони

$$G(x_1) = G_{mp} + \alpha G_n (x_1/L), \quad (2.38)$$

де x_1 – поточна координата по довжині зворотного трубопроводу; G_{mp} – витрати теплоносія у перерізі $x_1 = 0$; α – коефіцієнт пропорційності.

Розв'язання диференційного рівняння, до якого трансформується рівняння (2.36), можна здійснити у припущенні, що вхід теплоносія з відгалужень до трубопроводу основного напрямку відбувається або з постійною по довжині трубопроводу температурою, або зі змінною. Перший випадок відповідає умовам, при яких температура теплоносія на виході опалювальних комплексів всіх

приєднаних до мережі споруд однакова. Результат розв'язання для такого випадку при граничних умовах $t_2(0)=\tau_{02}$ наведений у табл. 2.7.

Прийнявши закон зміни температури теплоносія на вході у зворотний трубопровід з відгалужень лінійним, розподіл температур можна визначити по температурам у двох точках магістралі:

$$\tau_2(x_1) = \tau_{02} + \frac{\Delta\tau_2}{L_1} \cdot x_1, \quad (2.40)$$

де $\Delta\tau_2=\tau_{21}-\tau_{02}$; τ_{21} – температура теплоносія на вході у трубопровід з відгалуження, віддаленого на відстань L_1 від початку координат.

Таблиця 2.7 – Формули для визначення зміни температури по довжині зворотного трубопроводу розгалужених теплових мереж

Спосіб опису зміни параметра вздовж трубопроводу		Розрахункова формула	Номер формули
витрати $G(x_1)$	температура $\tau_2(x_1)$		
1	2	3	4
Формула (2.38)	$\tau_2(x_1)=\tau_{02}=\text{const}$	$t_2(x_1) = \frac{\tau_{02} + B \left[t_{окр} + (\tau_{02} - t_{окр}) A_2 \right]^{-(1+B)}}{1+B}$ $A_2 = 1 + \frac{G_n \cdot \alpha \cdot x_1}{G_{mp} \cdot L}; \quad B = \frac{q_2' \cdot L \cdot \beta}{\Delta t_2 \cdot c \cdot G_n}.$	(2.39)
(2.38)	(2.40)	$t_2(x_1) = \frac{\tau_{02} \frac{G_{mp}}{G_n \alpha} + \frac{x_1}{L} \left(\frac{\Delta\tau_2 x_1}{2L_1} + \tau_{02} - \frac{B'}{\alpha} \right)}{\frac{G_{mp}}{G_n \alpha} + \frac{x_1}{L}}$	(2.41)
(2.13)	(2.40)	$t_2(x_1) = \frac{\frac{n \cdot \Delta\tau_2}{n+1} \left(\frac{x_1}{L_1} \right) \left(\frac{x_1}{L} \right)^n - D}{\frac{G_{mp}}{G_n} + \left(\frac{x_1}{L} \right)^n} + \tau_{02}$	(2.47)
(2.13)	(2.48)	$t_2(x_1) = \frac{\frac{n \cdot b}{n+m} \left(\frac{x_1}{L} \right)^{n+m} - D}{\frac{G_{mp}}{G_n} + \left(\frac{x_1}{L} \right)^n} + \tau_{02},$ $D = \frac{q_2 \cdot x_1}{c \cdot G_n}$	(2.50)

Формула (2.41), яка є результатом розв'язання рівняння (2.36), для такого випадку подана у табл. 2.7.

Зміна температури по довжині трубопроводу мережі опалення розглянутого раніш фрагмента теплового мікрорайону (рис. 2.26) показана на рис. 2.28. Температура в кінці кожної ділянки головного напрямку гілки до точки змішування з теплоносієм з відгалуження обчислена за формулою

$$\tau_m'' = \tau_i' - Q_{2,i} / (G_i \cdot c), \quad (2.42)$$

де τ_i' – температура теплоносія на вході в i -у розрахункову ділянку; $Q_{2,i}$ – теплові втрати на ділянці зворотного трубопроводу; G_i – витрати теплоносія на ділянці.

Температура в кінці розрахункової ділянки після злиття потоків теплоносія у трубопроводі головного напрямку та з відгалужень визначена з умови змішування потоків:

$$\tau_i'' = [\tau_2(x_1) \cdot G_{o,i} + \tau_m'' \cdot G_i] / (G_{o,i} + G_i), \quad (2.43)$$

де $G_{o,i}$ – витрати теплоносія з відгалуження.

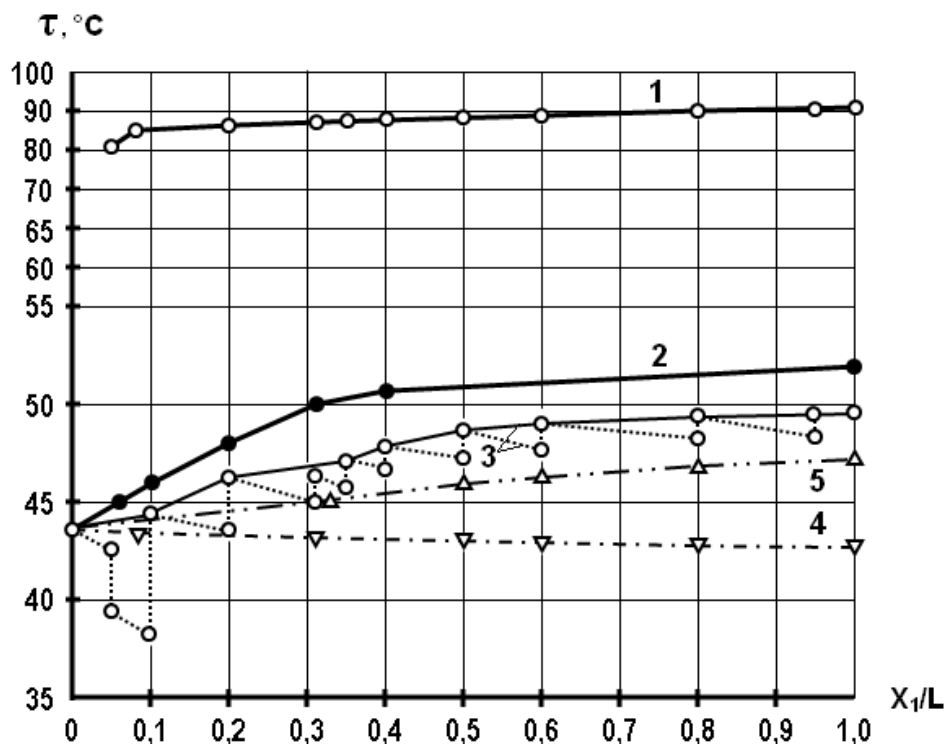


Рис. 2.28 – Зміна температури теплоносія по довжині трубопроводів гілки (1-10): 1 – подавальний трубопровід; 2 – температури на виході опалювальних комплексів будівель; 3, 4, 5 – зворотний трубопровід: 3 – обчислення за формулами (2.42), (2.43); 4 – обчислення за формулою (2.39); 5 – обчислення за формулою (2.41)

Температуру на виході з відгалужень можна визначити у припущенні, що охолодження теплоносія на відрізку мережі від будинку до точки приєднання відгалуження несуттєве, з балансового співвідношення для системи опалення будівель:

$$Q_o = W_o [t_1(x) - \tau_{02}(x)], \quad (2.44)$$

де W_o – поточне значення теплового еквіваленту витрат теплоносія на опалення будівель; $t_1(x)$ – температура теплоносія на вході у систему опалення будівлі, віддаленої на гілці від ТРС на відстань x ; $\tau_{02}(x)$ – температура теплоносія на виході з системи опалення будівлі.

Враховуючи, що для водяних мереж при якісному регулюванні теплового навантаження виконується умова $W_o = W_{op}$ (W_{op} – тепловий еквівалент витрат при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря ($t_{p.o.}$), а поточне і розрахункове значення витрат теплоти на опалення зв'язані співвідношенням

$$Q_o = \overline{Q_o} \cdot Q_{op} = \overline{Q_o} \cdot W_{op} \cdot \Delta \tau_c^p, \quad (2.45)$$

де $\overline{Q_o} = \frac{t_B - t_3}{t_B - t_{p.o.}}$ – відносне опалювальне навантаження; t_B – температура повітря у приміщеннях; t_3 – поточна температура зовнішнього повітря; $\Delta \tau_c^p = \tau_1^p - \tau_2^p$; τ_1^p , τ_2^p – температура теплоносія у подавальному і зворотному трубопроводах теплових мереж при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря. Остаточно маємо

$$\tau_{02}(x) = t_2(x) = t_1(x) - \overline{Q_o} \cdot \Delta \tau_c^p. \quad (2.46)$$

Розподіл температур теплоносія по довжині подавального трубопроводу обчислено з використанням співвідношення (2.29).

Як видно з рис. 2.28, температурна крива, визначена за допомогою формул (2.42), (2.43) характеризується стрибкоподібною зміною температури у точках приєднання відгалужень. Характер поведінки кривої залежить від величини теплових втрат на ділянці і співвідношення тепловмістів потоків, які змішуються. У більшості випадків, що розглянуті, зафіксовано тенденцію зростання температури по довжині зворотного трубопроводу в напрямку від найвіддаленішого будинку до найближчого до теплорозподільчої станції. Це можна пояснити тим, що температура у подавальному трубопроводі при $x_1/L \rightarrow 1$ зростає і відповідно зростає температура теплоносія на виході опалювальних комплексів будівель (крива 2), а отже у перерізах зворотного трубопроводу спостерігається загальне зростання температури у напрямку до ТРС.

При незмінній температурі на вході у зворотний трубопровід з відгалужень зафіксовано монотонне зниження температури по довжині зворотного трубопроводу, що не корелюється з фактичною температурною кривою. Відхилення даних для кінцевих ділянок, обчислених за формулою (2.39), від температур, визначених за балансовим співвідношенням (2.42), становить 15% (крива 4, рис. 2.28).

Розрахунки здійснені при умовах, що температура оточуючого середовища становить 5°C, а лінійні теплові втрати відповідають нормативним для прокладки у непрохідних каналах при температурі 50°C.

Розрахункова формула (2.47), отримана у припущенні лінійності зміни температури на входах до трубопроводу з відгалужень, (крива 3) забезпечує краще наближення до фактичного розподілу температур. Максимальна похибка не перевищує 5%.

Крім розглянутих варіантів можливе використання ступеневого закону у вигляді

$$\tau_2(x_1) = \tau_{02} + b(x_1/L)^m, \quad (2.48)$$

де b – множник, який визначається розрахунками або експериментально для конкретної мережі.

Результат розв’язання вихідного диференційного рівняння для такого випадку при тих самих граничних умовах, що й попередні рішення, також поданий у табл. 2.7. Аналіз точності розрахунків за наведеними формулами проведено відповідно з [31]. Розподіл похибки обчислень температури вздовж теплопроводу наведений на рис. 2.29. При використанні формул (2.41), (2.47) середнє інтегральне значення абсолютної величини похибки для випадку $L=L_1$ в інтервалі $0 \leq x/L \leq 1$ становить біля 5,4% при максимальній її величині приблизно 7%. Особливістю застосування формули (2.47) є підвищення точності обчислень в області близьких до одиниці значень x_1/L . Середня помилка в діапазоні $0,6 \leq x_1/L \leq 1$ дорівнює приблизно 4,3%, щодесь у 1,4 рази менше, ніж при використанні формули (2.41) для того ж самого діапазону довжин. Як видно з рис. 2.29, для співвідношень $L/L_1 < 1$ помилка розрахунків очікується менше.

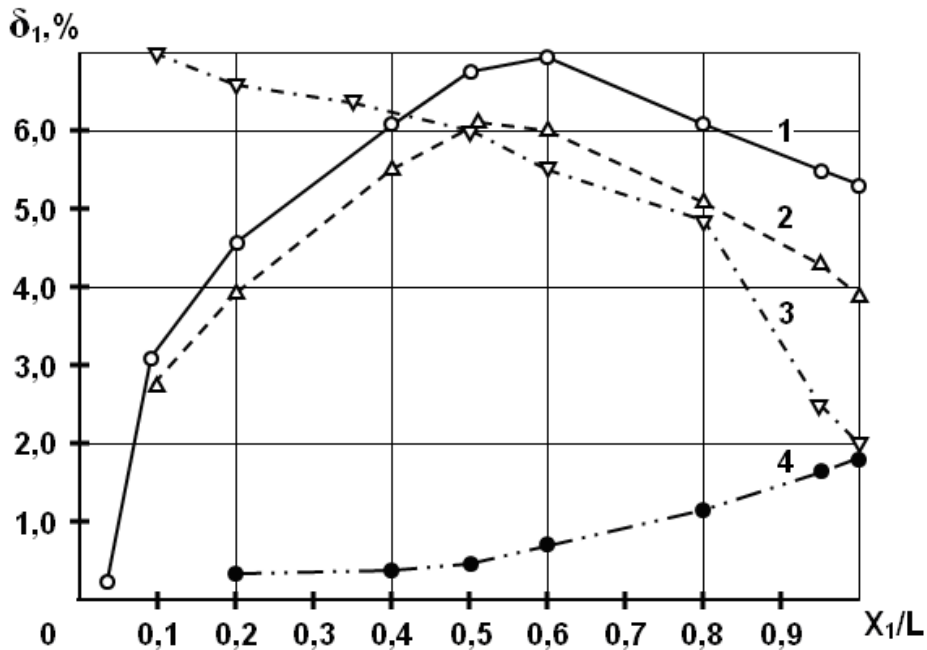


Рис. 2.29 – Розподіл похибки обчислень температури по довжині зворотного трубопроводу: 1, 2 – при використанні формули (2.41); 3 – за формулою (2.47); 4 – за (2.49); 1, 3, 4 – $L_1/L=1,0$; 2 – $L_1/L=0,8$

При практичному використанні формули (2.49) виникає необхідність вирішення питання про величини множника та показника ступеню. Оцінки величини m проведені при умові, що у споживачів теплота витрачається для роботи опалювальних комплексів, а також у прийнятому раніше припущенні, що охолодження теплоносія на ділянках відгалужень від будівель до входу у зворотний трубопровід несуттєве. При цьому температура теплоносія на виході з опалювального комплексу будівлі можна визначити з балансового співвідношення (2.45), яке з урахуванням рівняння для розподілу температури теплоносія по довжині подавального трубопроводу (2.34) приймає вигляд

$$\tau_2(x_1) = t_{окр} + (\tau_1 - t_{окр}) \left[1 - \left(1 - \frac{G_{Tp}}{G_m} \right) \left(1 - \frac{x_1}{L} \right) \right]^{A_1} - \overline{Q}_0 \cdot \Delta \tau_c^p \quad (2.51)$$

Спільний аналіз рівнянь (2.49) і (2.48) показав, що показник ступеню m у формулі (2.48) визначається, головним чином, величиною співвідношення G_{mp}/G_m і, у відповідності до критеріїв [24], для опису залежності найбільш придатною є ступенева функція. Рівняння дозволяє задавати значення показника з похибкою на рівні 3%.

$$m = 1,02(G_{mp}/G_m)^{0,26} \quad (2.50)$$

Для описаного раніше фрагменту житлового мікрорайону визначені значення множника $b=7,9$ у формулі (2.48), показника ступеню $n_2=1,9$ у рівнянні (2.13) і за формулою (2.49) обчислена температура теплоносія у

перерізах зворотного трубопроводу. Середня по довжині гілки помилка дорівнює приблизно 1,1%.

Таким чином, запропоновані формули для визначення розподілу температури теплоносія по довжині гілок теплових мереж дозволяють з достатньою точністю виконувати розрахунки на попередніх стадіях проектування систем теплопостачання, використовуючи для цього мінімальний набір даних: довжина гілки, витрати теплоносія на вході до гілки й на виході, температура теплоносія у вхідному перерізі трубопроводу, прогнозований рівень теплових втрат.

Для підвищення точності обчислень температур у подавальному трубопроводі при використанні лінійного закону зміни витрат теплоносія рекомендується по довжині гілки вибирати декілька фрагментів.

Застосування ступеневого закону зміни витрат і температури теплоносія на вході з відгалужень до основного трубопроводу дає переваги по точності розрахунків у порівнянні з іншими розглянутими законами зміни цих величин.

2.4. Визначення втрат теплоти трубопроводами теплових мереж

Вирішення тактичних питань енергозбереження базується на детальному аналізі втрат енергії у вузлах системи та визначення найбільш проблемних елементів системи. Одним з таких проблемних вузлів системи теплопостачання є теплові мережі, для яких характерна велика протяжність, і, внаслідок цього, суттєві втрати теплоти при транспортуванні теплоносія.

Річні втрати теплоти в теплових мережах складаються з теплових втрат за рахунок охолодження води в трубопроводах і втрат з витоком води з трубопроводів. Теплові втрати обчислюють за формулою [12]

$$Q_{вум} = 0,5 \cdot c \cdot G_{вум} \cdot (t_n^{cp} + t_3^{cp} - 2t_x), \quad (2.51)$$

де $G_{вум}$ – виток теплоносія за звітний період; t_n^{cp} , t_3^{cp} – середня за звітний період температура води в мережі відповідно в подавальному і зворотному трубопроводах; t_x – температура холодної води (при відсутності даних рекомендовано приймати її рівною 5°C [12]).

Витік теплоносія за звітний період визначають за формулою

$$G_{вум} = G_{но} - (G_{нап} - G_2), \quad (2.52)$$

де $G_{но}$ – сумарне значення підживлення теплової мережі за звітний період; $G_{нап}$ – витрати води на поповнення трубопроводів мережі і систем теплопостачання за звітний період; G_2 – сумарна кількість води на гаряче водопостачання споживачів за звітний період при безпосередньому водорозборі з мережі.

Величина середньорічного витоку води згідно з [12] не повинна перевищувати 0,25% у годину від об'єму, тобто 2,5 л/год. на 1 м³ об'єму теплових мереж і визначається за формулою

$$G_{\text{вум}} = 0,0025 \cdot V_m \cdot \rho \cdot n, \quad (2.53)$$

де V_m – об’єм води в теплових мережах; ρ – густина; n – кількість годин роботи у запланований період.

Об’єм води для наповнення трубопроводів визначають залежно від площі їх перетину і довжини. Кількість наповнень трубопроводів водою визначається графіком проведення робіт з ремонту і випробувань мереж.

Об’єм внутрішніх систем теплопостачання обчислюють за даними проектів, а за їх відсутністю – за формулою

$$V_{\text{сист}} = Q_p \cdot V_{\text{нум}}, \quad (2.54)$$

де Q_p – розрахункове теплове навантаження систем теплоспоживання; $V_{\text{нум}}$ – питомий об’єм води, що визначається залежно від характеристики системи і розрахункового графіку температур [12].

Втрати теплоти через ізоляцію трубопроводів визначають як суму втрат для подавального і зворотного трубопроводів для ділянок мережі залежно від способу прокладки трубопроводів, встановлених на підставі теплових випробувань мережі. Методика випробувань теплопроводів викладена, наприклад, у [34].

Згідно з методикою попередньо обирають ділянки мережі, що утворюють циркуляційне кільце з необхідними типами прокладки і параметрами конструкції теплової ізоляції. Необхідний тепловий і гідравлічний режими у досліджуваному кільці забезпечують на джерелі теплоти. Випробування проводять після закінчення опалювального сезону, у період часу, коли температура ґрунту і зовнішнього повітря максимально наближені. Вимірювання витрат теплоносія і температур проводять при сталих теплових умовах. Показником досягнення постійного теплового стану є незмінність температури теплоносія у зворотній лінії кільця на вході до джерела теплоти. У період випробувань всі споживачі теплоти від’єднанні від мережі.

При неможливості визначення втрат на підставі теплових випробувань або тимчасово до їх проведення можна приймати величину згаданих втрат в долях від відпущеної теплоти, а саме [9]: при довжині теплотраси до 300 м – 1% на кожні 100 м теплотраси; при довжині теплотраси до 500 м – 2,9% на всю протяжність теплотраси; при довжині до 1000 м – 4,8% на всю протяжність; при довжині теплотраси понад 1000 м – 0,6% на кожні 100 м після 1000 м, але не більше 13% на всю довжину.

У даному розділі розглянута теоретична можливість використання запропонованих у попередніх розділах формул, що описують розподіл температур теплоносія по довжині розгалуженого теплопроводу для визначення теплових втрат трубопроводом.

Згідно з (2.34) температура теплоносія на відстані L_o від входу до подавального теплопроводу гілки теплової мережі дорівнює

$$t_1(L_o) = t_{\text{окр}} + (\tau_1 - t_{\text{окр}}) \left(1 - \frac{G_n}{G_m} \cdot \frac{L_o}{L} \right)^{A_1}. \quad (2.54)$$

Записуючи величину охолодження теплоносія на ділянці $\Delta\tau_l = \tau_l - t_l(L_o)$, після перетворень отримуємо вираз для середніх на довжині L_o втрат теплоти подавальним трубопроводом, віднесених до різниці температур теплоносія і навколишнього середовища Δt_l

$$q_1 = \frac{\Delta t_1 \cdot c \cdot G_n}{L_o} \cdot \frac{B}{B}, \quad (2.55)$$

$$B = \ln \left[1 - \Delta\tau_1 / (\tau_1 - t_{okp}) \right], \quad B = \ln [1 - G_n / G_m].$$

Тому, що величина теплових втрат через ізоляцію трубопроводу залежить від температурного фактора, при аналізі теплового стану теплопроводів доцільно фактичні втрати співставляти з нормативними, отриманими для різниці температур Δt_l .

Перетворення формули, проведені згідно з [31], дозволили виразити відносну похибку визначення теплових втрат у вигляді

$$\frac{\Delta(q_1)}{q_1} = \frac{\Delta(\Delta t_1)}{\Delta t_1} + \frac{\Delta(c)}{c} + \frac{\Delta(G_n)}{G_n} + \frac{\Delta(L_o)}{L_o} + \frac{\Delta(B)}{B} + \frac{\Delta(B)}{B}, \quad (2.56)$$

Враховуючи, що $\frac{G_{mp}}{G_m} = 1 - \frac{G_n}{G_m}$ і використовуючи розклад в ряд Маклорена функції типу $\ln(1+x) = x - \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{3} - \frac{x^4}{4} + \dots + (-1)^{n-1} \cdot \frac{x^n}{n}$, для умов $\Delta(\Delta t_1) = \Delta(c) = \Delta(L) = 0$ остаточно маємо

$$\frac{\Delta(q_1)}{q_1} = \frac{\Delta(G_n)}{G_n} + z_1 + z_2,$$

$$z_1 = 2\Delta(t) \left[\frac{1}{\Delta\tau_1} + \frac{1}{\tau_1 - t_{okp}} \right] \left[1 + \frac{\sum_{i=2}^n (i-1) \cdot D_i}{\sum_{i=1}^n D_i} \right],$$

$$z_2 = \left[\frac{\Delta(G_n)}{G_n} + \frac{\Delta(G_m)}{G_m} \right] \left[1 + \frac{\sum_{i=2}^n (i-1) \cdot E_i}{\sum_{i=1}^n E_i} \right],$$

$$D_i = \frac{\left[\Delta \tau_1 / (\tau_1 - t_{окр}) \right]^i}{i}, \quad E_i = \frac{(G_n / G_m)^i}{i}, \quad (2.57)$$

де $\Delta(\dots)$ – абсолютна похибка відповідної величини.

Аналіз структури формули (2.57) свідчить, що в області малих значень $\psi = G_{mp}/G_m$, характерних для гідравлічного режиму квартальних мереж, зростає значення «витратної» складової помилки, тобто помилки, пов'язаної з величиною i способом визначення витрат теплоносія. Як видно з рис. 2.30, при $\psi=0,1$ величина „витратної” компоненти приблизно у чотири рази перевищує її значення при $\psi=0,8$. Наведені на рис. 2.30 результати отримані у припущенні, що похибка величини витрат у вихідних даних становить $\Delta(G_n)/G_n = \Delta(G_m)/G_m = 0,015$.

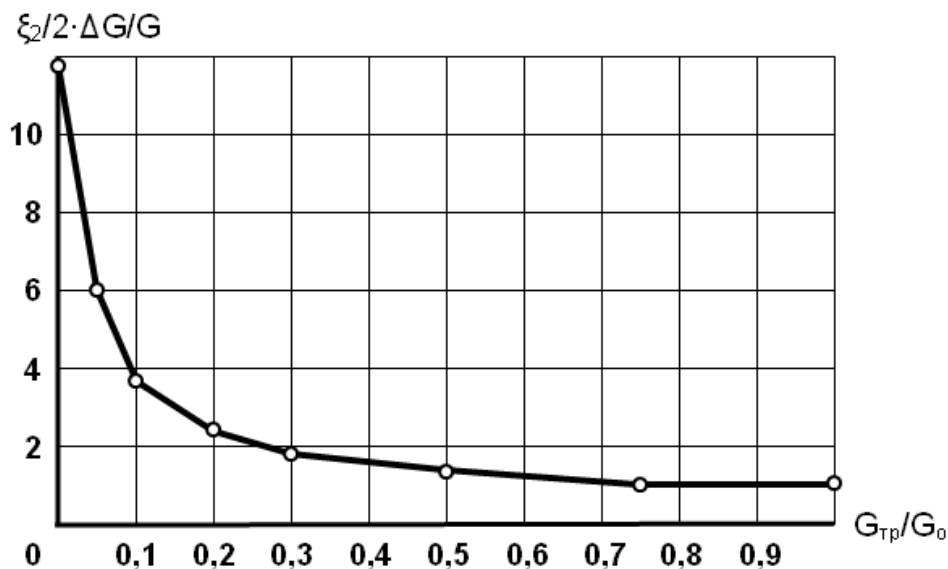


Рис. 2.30 – Зміна «витратної» складової відносної похибки обчислення витрат теплоти за формулою (2.55) залежно від співвідношення витрат

Зменшити складову помилки, яка залежить від співвідношення характерних витрат теплоносія на гілці, можна штучним збільшенням величини ψ , наприклад, вибором кінцевої розрахункової точки на гілці ближче до початку координат. Зміна складової z_2 у формулі (2.57) залежно від зміни координати кінцевої розрахункової точки на гілці показано на рис. 2.31. Обираючи як кінцеву розрахункову точку з координатою $L_o/L=0,9$, можна більш ніж удвічі зменшити помилку обчислень у порівнянні з розрахунками для випадку $L_o/L=0,97$, а при $L_o/L=0,8$ очікується зниження «витратного» складового відносної похибки визначення теплових втрат до рівня $z_2 < 7,5\%$.

Однак зменшення розрахункової довжини, з іншого боку, веде до зниження величини вимірюваного охолодження теплоносія і росту відносної похибки замірів різниці температур.

Оцінки охолодження води у подавальних трубопроводах опалювальної мікрорайонної мережі проведені для теплопроводу діаметром 133 мм, прокладеного у непрохідному каналі, при нормативних втратах теплоти через ізоляцію. Зміна температури води на відрізку трубопроводу довжиною L_o обчислена за формулою

$$\Delta \tau_1 = q_1 \cdot L_o \cdot \beta / (c \cdot \bar{G}). \quad (2.58)$$

Нормативні втрати теплоти, отримані для різниці температур теплоносія і ґрунту Δt_1 приведені до фактичних значень температур згідно з температурним графіком теплових мереж. Розглянуті характерні режими мереж: режим при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря для кліматичних умов м. Харкова і режим у точці зламу температурного графіка теплових мереж. Температура води у мікрорайонній опалювальній мережі у першому випадку прийнята рівною 120°C, у другому – 70°C. Температура ґрунту в обох випадках прийнята 5°C.

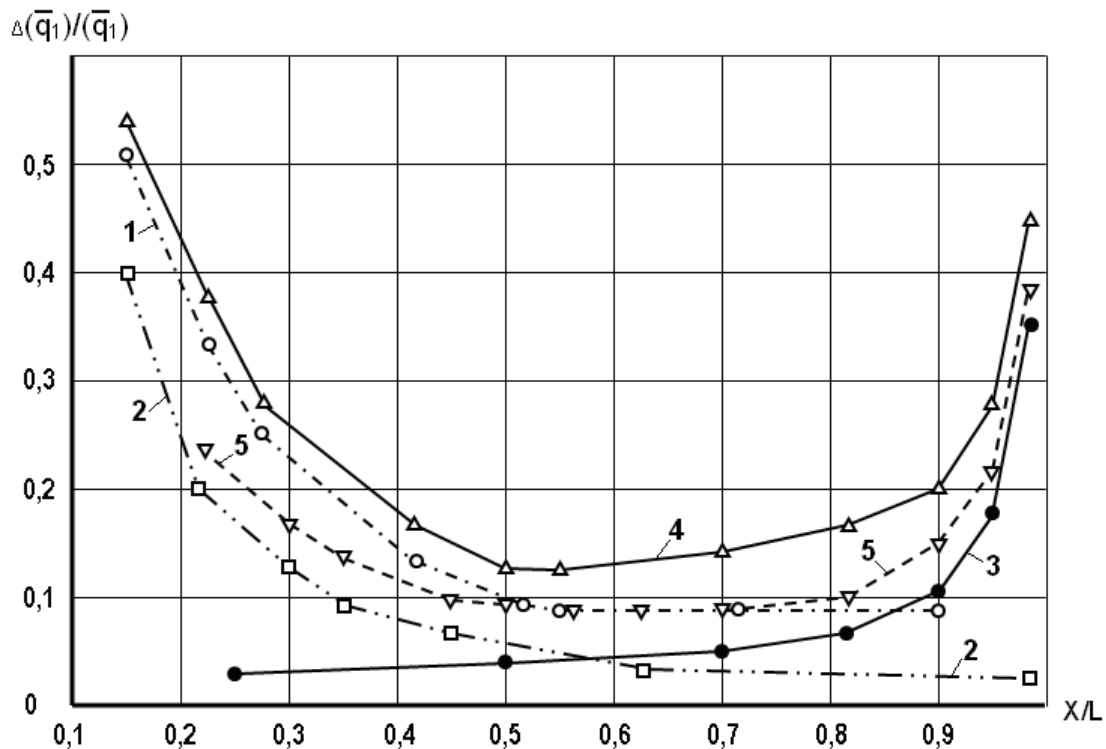


Рис. 2.31 – Відносна помилка визначення теплових втрат в подавальному трубопроводі теплових мереж: 1, 2 – значення «температурної» компоненти у формулі (2.57) при $\bar{Q}_o = \bar{Q}_o'$ і $\bar{Q}_o = 1$, відповідно; 3 – „витратна” компонента похибки; 4, 5 – загальна помилка при $\bar{Q}_o = \bar{Q}_o'$ і $\bar{Q}_o = 1$, відповідно

Середні на відрізку L_o витрати води \bar{G} обчислені як середньоарифметичні:

$$\bar{G} = 0,5 [G_m + G(L_o)]. \quad (2.59)$$

Максимальні витрати води G_m визначені згідно з формулою (2.8) при прийнятій для оцінок величині питомих втрат тиску $i=50$ Па/м. Витрати теплоносія у контрольній точці $G(L_o)$ обчислені за формулою (2.14).

За проведеними оцінками охолодження води у подавальному трубопроводі опалювальної мережі при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря ($\overline{Q_o}=1$) залежно від величини ψ змінюється в інтервалі від $0,3\div 0,7^\circ\text{C}$ при $L_o/L=0,1$ до декількох градусів при значеннях L_o/L близьких до одиниці. При температурах зовнішнього повітря на рівні значень у точці зламу графіка температур охолодження води приблизно у 1,5-2 рази менше.

Результати розрахунків, що подані на рис. 2.31, показують зміну значень z_1 та z_2 у формулі (2.57) для $\psi=0,01$ залежно від координати розрахункової точки на гілці. Там же наведене значення загальної похибки визначення теплових втрат для двох характерних значень температури зовнішнього повітря. При розрахунках прийнята похибка у значеннях температур $0,1^\circ\text{C}$. Отримані дані свідчать, що мінімальну помилку слід очікувати в діапазоні координат $0,5\leq x/L\leq 0,8$. Відносна похибка визначення теплових втрат за формулою (2.55) при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря очікується приблизно на 30% нижче, ніж при температурах зовнішнього повітря близьких до значення у точці зламу графіка температур, що дає переваги періоду опалювального сезону з більш низькими температурами зовнішнього повітря при виборі часу проведення випробувань.

Як видно з наведених на рис. 2.32 графіків, для теплових мереж з більш рівномірним розподілом витрат теплоносія вздовж трубопроводу похибка визначення теплових втрат за допомогою формули (2.55) менше, що виключає необхідність вибору на гілці координати «штучної» кінцевої розрахункової точки.

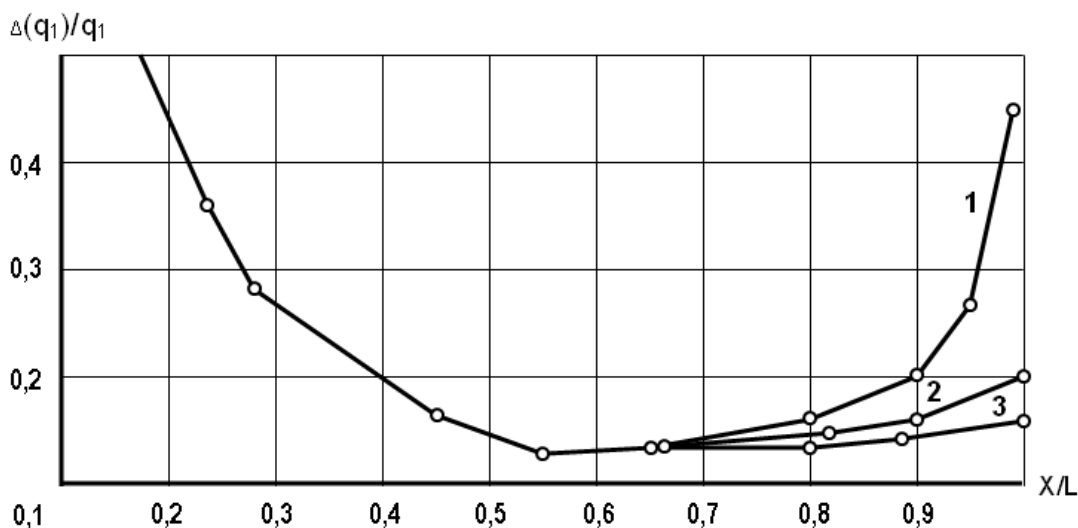


Рис. 2.32 – Вплив співвідношення витрат теплоносія на гілці мережі на

похибку визначення теплових втрат при $\overline{Q_o}=0,35$; $1-\frac{G_{mp}}{G_m}=0,01$;
 2 – 0,1; 3 – 0,2

Як приклад розглянуто фрагмент житлового мікрорайону, схема і характеристика теплових мереж якого наведені у розділі 2.3. Розподіл витрат теплоносія по довжині розрахункової гілки характеризується співвідношенням $\psi=0,0098$ і слід очікувати високий рівень похибки визначення теплових втрат.

Попередньо обчислене охолодження теплоносія на ділянках трубопроводу довжиною 704,5 м з використанням балансового рівняння (2.29). Розрахунки проведені при температурі води на вході у теплопровід 120°C , температурі ґрунту $4,5^{\circ}\text{C}$, нормативних лінійних втратах теплоти і значенні коефіцієнта місцевих втрат теплоти $\beta=1,15$. Варіанти розрахунків відрізнялись вибором кінцевої розрахункової точки по довжині гілки. Результати обчислень втрат теплоти за формулою (2.55) і співставлення їх з прийнятими вихідними значеннями подані у табл. 2.8. Наведені дані підтверджують можливість застосування формули (2.55) і узгоджуються зі зробленими раніш висновками про характер зміни похибки розрахунків. Результати обчислень за формулою (2.55) для режиму у точці зламу температурного графіка ($\bar{Q}_o=0,35$) при внесені у вихідні дані штучної похибки $\Delta(\tau_1)=-0,1^{\circ}\text{C}$, $\Delta(\tau_1-t_{okp})=0,2^{\circ}\text{C}$, $\Delta(G)/G=0,015$ задовільно співпадають з відповідною лінією загальної похибки визначення тепловтрат на рис. 2.31.

Таблиця 2.8 – Співставлення результатів визначення теплових втрат подавальними трубопроводами гілки (1-10) (рис. 2.26)

Номер варіанта	Кінцева розрахункова точка гілки			$\frac{G_{mp}}{G_m}$	$\Delta t_1, ^\circ\text{C}$	Теплові втрати, Вт,м		Відносна похибка $\left \frac{\Delta q_1}{q_1}\right , \%$
	№2	координата				(2.55)	прийняті для (2.58)	
		x, м	x/L					
1	10	704,5	1,0	0,01	11,22	181,98	93,95	93,7
2	8	641,5	0,91	0,048	5,65	107,4	98,0	9,5
3	7	563	0,8	0,12	3,52	109,2	102,5	5,5
4	4	279	0,4	0,6	1,0	119,67	124,1	3,6

Втрати теплоти на ділянці зворотного трубопроводу можна визначити по величині охолодження теплоносія. При використанні лінійного закону для запису зміни по довжині трубопроводу витрат і температури теплоносія на вході з відгалужень до гілки значення температури теплоносія у точці з координатою $x_1=L_o$, згідно з формулою (2.41), дорівнює

$$t_2(L_o) = \tau_{02} + \frac{\frac{L_o}{L} \left(\frac{\Delta\tau_2 \cdot L_o}{2L_1} - \frac{B'}{\alpha} \right)}{\frac{G_{mp}}{G_n \cdot \alpha} + \frac{L_o}{L}}. \quad (2.60)$$

Вбачається за доцільне при проведенні натурних вимірювань приймати $L_1=L_o$. У такому разі $\Delta\tau_2=\tau_2(L_o)-\tau_{02}$ і усереднені на довжині L_o питомі теплові втрати зворотними трубопроводами розгалужених мереж дорівнюють

$$q_2 = \frac{c \cdot G_n \cdot \alpha}{L_o} \left[\frac{L_o}{L} \cdot \frac{\Delta\tau}{2} - (t_2(L_o) - \tau_{02}) \left(\frac{G_{mp}}{G_n \alpha} + \frac{L_o}{L} \right) \right]. \quad (2.61)$$

При оцінках точності обчислень за формулою (2.61) для спрощення прийнято, що температура теплоносія на виході з опалювальних комплексів однакова для всіх будинків, приєднаних до гілки мережі, тобто $\Delta\tau_2=0$, формула для визначення відносної помилки має вигляд

$$\begin{aligned} \frac{\Delta(q_2)}{q_2} &= P_1 + P_2' + P_3' + P_4, \\ P_1 &= \frac{2 \cdot \Delta(t)}{t_2(L_o) - \tau_{02}}; \quad P_2' = \frac{\Delta(G)}{G} \cdot \left(1 + \frac{2R}{R + \frac{L_o}{L}} \right); \\ P_3' &= \frac{\Delta(L)}{L} \left[1 + \frac{2 \frac{L_o}{L}}{R + \frac{L_o}{L}} \right]; \quad P_4 = \frac{\Delta(\alpha)}{\alpha} \left(1 + \frac{R}{R + \frac{L_o}{L}} \right); \quad R = \frac{G_{mp}}{\alpha \cdot G_n}, \end{aligned} \quad (2.62)$$

де $\Delta(\dots)$ – абсолютна похибка відповідної величини.

Подана формула отримана при умовах

$$\frac{\Delta(c)}{c} = 0; \quad \frac{\Delta(G_{mp})}{G_{mp}} = \frac{\Delta(G_n)}{G_n} = \frac{\Delta(G)}{G}; \quad \frac{\Delta(L_o)}{L_o} = \frac{\Delta(L)}{L}.$$

При визначенні коефіцієнта пропорційності у рівнянні (2.38) за гідравлічними характеристиками гілки мережі у вигляді

$$\alpha = \frac{G(L_1) - G_{mp}}{G_n \cdot \frac{L_1}{L}} \quad (2.63)$$

відносна похибка його обчислення дорівнює

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} = \frac{\Delta(G)}{G} \left(\frac{2}{1 - \frac{G_{mp}}{G_m}} \right) + \frac{2\Delta(L)}{L}. \quad (2.64)$$

З урахуванням (2.64) формула (2.62) трансформується до вигляду

$$\frac{\Delta(q_2)}{q_2} = P_1 + P_2 + P_3, \quad (2.65)$$

$$P_2 = \frac{\Delta(G)}{G} \left[1 + \frac{2R}{R + \frac{L_o}{L}} + \frac{2}{1 - \frac{G_{mp}}{G_m}} \right],$$

$$P_3 = \frac{\Delta(L)}{L} \left[3 + \frac{2\frac{L_o}{L}}{R + \frac{L_o}{L}} \right].$$

Визначення максимальної похибки використання формули (2.61) виконане для трубопроводу діаметром 133 мм, нормативні теплові втрати якого з урахуванням місцевих відтоків теплоти через конструктивні елементи мереж при різниці температур теплоносія і ґрунту 65°C становлять 73,8 Вт/м. Максимальні витрати теплоносія на гілці прийняті 15,9 кг/с. Обчислення здійснені при точності вимірювання температур 0,1°C і відносній похибці визначення витрат на рівні 1,5%. Метою оцінок є визначення прийнятної координати заміру температури теплоносія у зворотному трубопроводі L_o для визначення втрат теплоти. Зміна відносної похибки величини втрат теплоти залежно від обраної координати заміру температури при довжині гілки на рівні 1000 м показана на рис. 2.33, з якого видно, що координати точок заміру $L_o/L < 0,5$ загалі не придатні для визначення теплових втрат. Основним фактором, що впливає на загальну точність, є вплив температурного фактора, який враховується величиною P_1 . Для надійної фіксації різниці температур у межах контрольної ділянки повинна бути більше 1°C. При перепаді температур більше 1°C «температурна» компонента похибки P_1 не перевищує 15%. «Витратна» складова загальної помилки у широкому діапазоні зміни параметрів (співвідношення витрат і характерних довжин досліджуваної гілки) знаходиться на рівні 1,5÷4%. Вплив неточності визначення лінійних розмірів також у більшості розглянутих варіантних розрахунках не перевищувала 3%. Для більш коротких гілок внаслідок зменшення різниці температур між контрольними точками слід очікувати збільшення похибки. Як видно з рис. 2.34, для гілки довжиною $L=500$ м відносна помилка визначення теплових втрат приблизно вдвічі більше, ніж для гілки довжиною 1000 м.

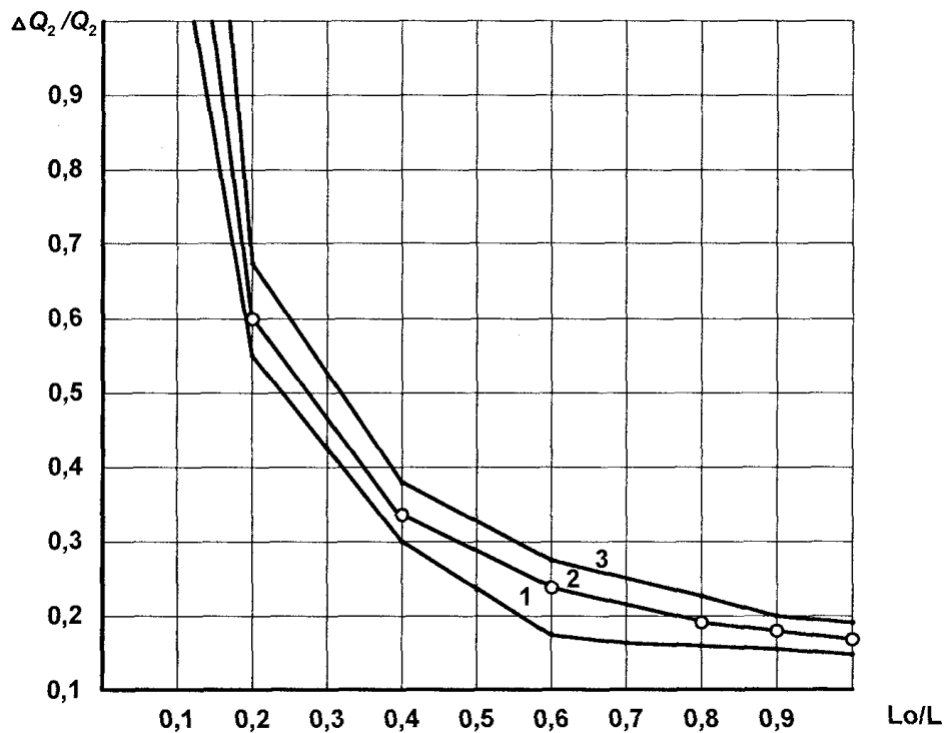


Рис. 2.33 – Відносна похибка визначення втрат теплоти зворотним трубопроводом опалювальної мережі за формулою(2.61): $L=1000$ м;

$$1 - \frac{G_{mp}}{G_m} = 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,3$$

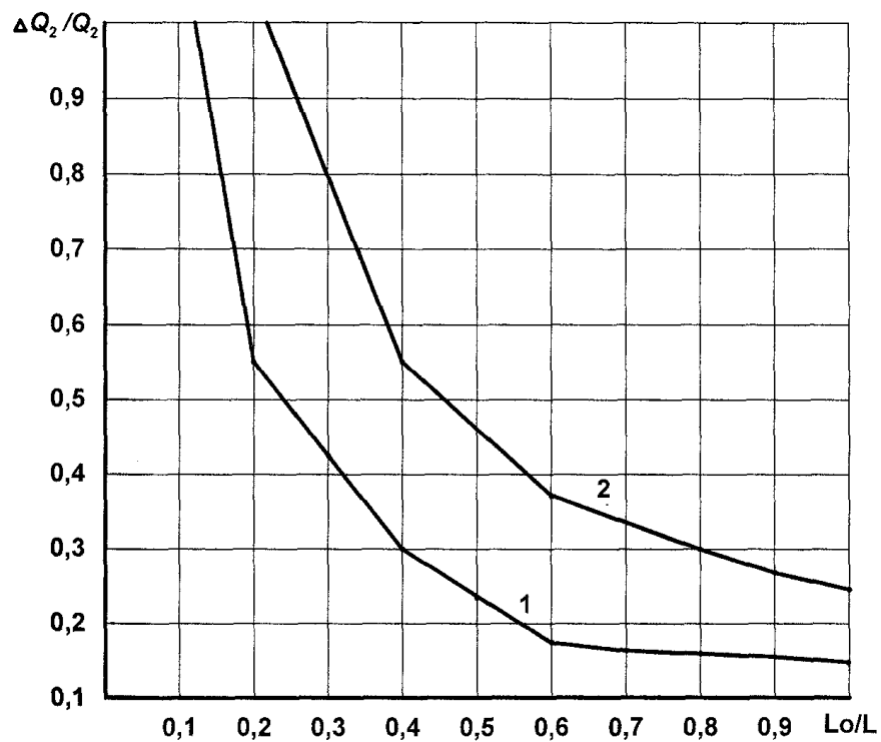


Рис. 2.34 – Вплив довжини гілки на точність визначення втрат теплоти зворотним трубопроводом при використанні формули (2.61): 1 – $L=1000$ м; 2 – $L=500$ м

Як показано у попередніх розділах, застосування ступеневого закону для запису зміни витрат теплоносія та його температури на виході з опалювальних комплексів будівель по довжині гілки опалювальної мережі забезпечує кращу точність визначення розподілу температури по довжині зворотного теплопроводу. Внаслідок цього слід очікувати, що і похибка визначення теплових втрат у такому випадку буде менше, ніж при використанні лінійного закону.

Записуючи згідно з (2.49) значення температури теплоносія у зворотному трубопроводі на відстані $x_1=L_o$ від початку координат, після перетворень отримуємо величину теплових втрат, які обумовлюють зміну температури Δt_2

$$q_2 = \frac{c \cdot G_n}{L} \cdot \frac{\Delta t_2 \left(1 + \frac{G_{mp}}{G_n}\right) \left[1 + \frac{G_{mp}}{G_n} \left(\frac{L_o}{L}\right)^{-n}\right] - \frac{n \cdot b}{n+m} \left[1 - \left(\frac{L}{L}\right)^m\right]}{1 - \left(\frac{L_o}{L}\right)^{1-n}}, \quad (2.66)$$

$$\Delta t_2 = t_2(L) - t_2(L_o).$$

Порівняння можливої похибки визначення теплових втрат за формулами (2.61) і (2.66) виконане на рис. 2.35, з якого видно, що при співпадінні характеру зміни помилки розрахунків залежно від координати точки заміру використання формули (2.66) дозволить підвищити точність обчислень на 7-16%.

Таким чином, використовуючи запропоновані формули як теоретичну основу, можна організувати натурні заміри теплових втрат у мікрорайонних мережах. Сприяє цьому поширена тенденція до оснащення абонентських введів приладами для обліку споживання теплової енергії, які характеризуються широким діапазоном можливостей. Оцінку теплового стану трубопроводів можна оперативно проводити в умовах працюючої системи теплопостачання, без відключення споживачів теплоти протягом всього опалювального періоду.

Відповідно до висновків попередніх розділів більш висока точність очікується в області зовнішніх температур повітря, близьких до розрахункової для опалення. Для подавального трубопроводу підвищення точності можна досягти вибором розрахункової точки у діапазоні довжин трубопроводу гілки $0,5 < x/L < 0,8$. Для зворотних трубопроводів при обробці даних натурних замірів слід використовувати формулу, отриману у припущенні зміни параметрів теплоносія вздовж гілки теплопроводу за ступеневим законом. У цілому, очікуваний рівень похибки визначення втрат теплоти дозволяє виконувати експрес-оцінки зміни якості теплової ізоляції трубопроводів.

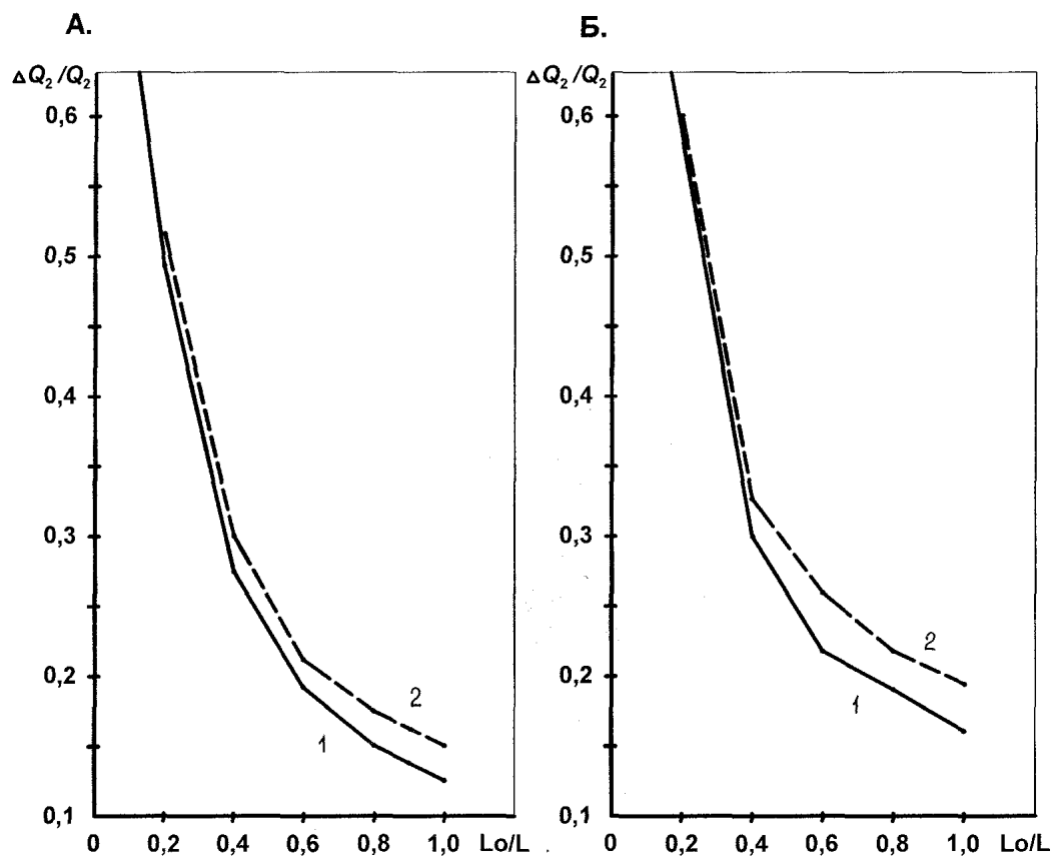


Рис. 2.35 – Порівняння точності розрахунків теплових втрат зворотними трубопроводами: а - $\frac{G_{mp}}{G_n} = 0,1$; б - $\frac{G_{mp}}{G_n} = 0,3$; 1 – обчислення за формулою (2.66); 2 – за формулою (2.61)

3. Визначення розрахункових параметрів при виборі водопідігрівників

3.1. Розрахунки водопідігрівних установок

Розрахунок водопідігрівників гарячого водопостачання виконують на мінімальну температуру води в подавальному трубопроводі теплової мережі, яка обумовлюється графіком відпускання теплоти джерелом тепlopостачання. Відповідно до нормативних матеріалів, значення цієї температури для закритих систем тепlopостачання становить не менше 70°C, для відкритих систем – не менше 60°C. Для закритих систем тепlopостачання, що працюють за графіком регулювання сумісного навантаження опалення та гарячого водопостачання, мінімальна температура води в подавальному трубопроводі теплової мережі, тобто при температурі зовнішнього повітря у точці вилому графіка температур, визначається за формулою [13]

$$\tau'_{1p} = \tau'_1 + \frac{Q_{1,m} k (\tau_{1p} - \tau_{2p})}{Q_{o,max} (1 + k')} \left[1 - \frac{t_1^h - t_x}{55 - t_x} \cdot \frac{\tau_2 - t_x}{\tau'_2 - t_x} + k' \frac{\tau'_1 - 50}{\tau_1 - 50} \right], \quad (3.1)$$

де τ_{1p} , τ'_1 – температура в подавальному трубопроводі теплової мережі відповідно при розрахунковій температурі зовнішнього повітря і у точці вилому температурного графіку; τ_{2p} , τ_2 – те ж саме у зворотному трубопроводі теплової мережі; k – коефіцієнт, що вводять для компенсації небалансу теплоти на опалення, обумовленого нерівномірністю добового графіка споживання гарячої води (приймається рівним 1,0 при наявності баків-акумуляторів, за їх відсутності – 1,2); k' – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти трубопроводами систем гарячого водопостачання (табл. 3.1); t_x , t_1^h – температура холодної води і температура нагрівання на першому ступені водопідігрівної установки відповідно.

Для умов м. Харкова значення температур для водопідігрівних установок гарячого водопостачання становлять $\tau_{1p} = 76^\circ\text{C}$; $\tau_{2p} = 46^\circ\text{C}$.

Розрахункові витрати гарячої води, необхідні для обчислення поверхні теплообміну теплообмінних апаратів гарячого водопостачання, визначаються залежно від режиму водоспоживання і способу приєднання водопідігрівної установки до теплових мереж.

Таблиця 3.1 – Значення k' залежно від типу системи гарячого водопостачання [12]

Тип системи	k'	
	при наявності зовнішніх розподільчих мереж гарячого водопостачання від ЦТП	без зовнішніх розподільчих мереж гарячого водопостачання
Без рушникосушильників з теплоізовльованими стояками	0,15	0,1
З рушникосушильниками та ізовльованими стояками	0,25	0,2
З рушникосушильниками та неізовльованими стояками	0,35	0,3

Водорозбір у системах гарячого водопостачання характеризується суттєвою нерівномірністю протягом доби, добовою нерівномірністю по днях тижня. Відношення максимуму водоспоживання до його середньої величини за відповідний проміжок часу (доба, тиждень) називають коефіцієнтом нерівномірності (відповідно годинною, добовою). На режим споживання води впливає ступінь благоустрою будинку – насиченість його обладнанням для споживання гарячої води. Для будинків, що обладнані однотипною водорозбірною арматурою, коефіцієнт годинної нерівномірності, рівний відношенню пікового споживання гарячої води за добу (орієнтовно від 20 до 22 годин) до середньодобового, залежить тільки від кількості мешканців (див. табл. 3.2).

Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнта годинної нерівномірності споживання гарячої води для житлових будинків [12]

Кількість мешканців	150	250	350	500	700	1000	1500
Коефіцієнт k^h	5,15	4,5	4,1	3,75	3,5	3,27	3,09
Кількість мешканців	3000	4000	5000	6000	7500	10000	20000
Коефіцієнт k^h	2,85	2,78	2,74	2,7	2,65	2,6	2,4

Для систем гарячого водопостачання, що обслуговують одночасно житлові та громадські будівлі, коефіцієнт годинної нерівномірності рекомендують приймати по сумі численності мешканців у громадських будівлях, що обчислюється за формулою [12]

$$u_{vM}=0,25Q_{I',m}^{\Gamma P}, \quad (3.2)$$

де $Q_{I',m}^{\Gamma P}$ - середні витрати води на гаряче водопостачання за опалувальний період, кг/год, для громадських будівель [35]. За відсутності даних про призначення громадських будівель припускається при визначенні коефіцієнта годинної нерівномірності за табл. 3.2 умовно численність мешканців приймати з коефіцієнтом 1,2.

З урахуванням втрат теплоти подавальними і циркуляційними трубопроводами систем гарячого водопостачання, годинні середні та максимальні витрати теплоти на гаряче водопостачання визначають відповідно за формулами:

$$Q_{I',m} = g_{u,m}^h \cdot U \cdot C \frac{(t_{I'} - t_x)(1 + k')}{T}, \quad (3.3)$$

$$Q_{I',\max} = g_{u,m}^h \cdot U \cdot C \frac{(t_{I'} - t_x)(k^h + k')}{T}, \quad (3.4)$$

де $g_{u,m}^h$ - середньодобова норма споживання гарячої води за добу найбільшого водорозбору (приймається згідно з [13]); U – кількість мешканців; T – період споживання гарячої води (доба, зміна), C .

Обчислення поверхні теплообміну водопідігрівників гарячого водопостачання, що приєднані за одноступінчастою схемою, виконують при відсутності в

системі баків-акумуляторів по величині максимального теплового навантаження на гаряче водопостачання $Q_{I'}^P = Q_{I',max}$, при наявності баків-акумуляторів – по величині середнього теплового навантаження $Q_{I'}^P = Q_{I',m}$. Температуру води, що нагрівається, слід приймати на вході у водопідігрівник $t_x = 5^\circ\text{C}$, на виході $t_{I'} = 60^\circ\text{C}$, а при вакуумній деаерації $t_{I'} = 65^\circ\text{C}$. Температура гріючої води приймається на вході у теплообмінник τ_1 , на виході $\tau_3 = 30^\circ\text{C}$. Витрати гріючого середовища (сітьової води) і води, що нагрівається, обчислюють відповідно за формулами:

$$G_T = \frac{Q_{I'}^P}{c(\tau_1 - \tau_3)}, \quad (3.5)$$

$$G_h = \frac{Q_{I'}^P}{c(t_{I'} - t_x)}. \quad (3.6)$$

Витрати гріючого теплоносія з теплової мережі через тепловий пункт (з врахуванням теплового навантаження на опалення і вентиляцію) визначають згідно з формулою [22]

$$G_d = \frac{Q_{o,max} + Q_{h,max}}{c(\tau_1 - \tau_2)} + G_T. \quad (3.7)$$

Площа поверхні теплообміну першого і другого ступенів водопідігрівників, що приєднані до теплової мережі за двоступінчастою змішаною схемою, обирають при відсутності баків-акумуляторів по максимальному тепловому навантаженню на гаряче водопостачання, при наявності баків-акумуляторів – по середньому. Теплова продуктивність ступенів визначається за формулами [22]

$$Q_I = Q_{h,max} \frac{(t_I^h - t_x)}{(t_{I'} - t_x)}, \quad (3.8)$$

$$Q_{II} = Q_{h,max} - Q_I. \quad (3.9)$$

Температура нагрівання води на першому ступеню (t_I^h) визначається техніко-економічним розрахунком або може бути прийнята на 5°C нижче температури мережної води у зворотному трубопроводі системи опалення у точці вилому графіка температур [22]. При техніко-економічному аналізі слід враховувати вартісні показники теплових мереж, які визначаються витратами теплоносія, вартісні показники водопідігрівних установок, які залежать від величини поверхні теплообміну, а також вартість електроенергії, яка визначається втратами тиску у водопідігрівниках, особливо по тракту води, що нагрівається. Температура мережної води на виході з другого ступеня τ_2^{II} приймається рівною температурі зворотної води у точці вилому графіка температур.

Розрахункові годинні витрати мережної води через другий ступінь дорівнюють

$$G_2 = \frac{Q_{II}}{c(\tau_1^I - \tau_2^{II})}. \quad (3.10)$$

Витрати через перший ступінь на ввіді до теплового пункту в цілому визначають як суму витрат мережної води на гаряче водопостачання, опалення і вентиляцію:

$$G_d = G_2 + G_{o,\max} + G_{e,\max} . \quad (3.11)$$

Температуру мережної води на виході з водопідігрівника першого ступеня за умов рівності $\tau_2'' = \tau_{2I}'$ визначають за формулою

$$\tau_2' = \tau_{2I}' - \frac{Q_I}{c \cdot G_d} . \quad (3.12)$$

Розрахункову теплову продуктивність першого ступеня водопідігрівної установки, що приєднана до теплових мереж за двоступінчастою послідовною схемою, обчислюють по балансовому навантаженню гарячого водопостачання, другого ступеня – як різницю максимальних годинних витрат теплоти і теплової продуктивності водопідігрівників першого ступеня:

$$Q_I = Q_{h,\max} \cdot k \cdot \frac{t_I^h - t_x}{t_{I'} - t_x} , \quad (3.13)$$

$$Q_{II} = Q_{h,\max} - Q_I , \quad (3.14)$$

де k – див. формулу (3.1).

Витрати мережної води для потреб гарячого водопостачання при опалювальному графіку температур у тепловій мережі згідно з [34] визначається за формулою

$$G_T = Q_{h,\max} \cdot \frac{k(60 - t_I^h)}{(\tau_1' - \tau_2')(60 - t_x)c} . \quad (3.15)$$

Для більш точного обчислення витрат мережної води у [10] запропонована формула, що враховує втрати теплоти трубопроводами системи гарячого водопостачання:

$$G_T = Q_{h,\max} \frac{k(55 - t_I^h)/(55 - t_x) + k'}{(1 + k')(\tau_1' - \tau_2')c} . \quad (3.16)$$

Як показано у [13], розрахунок для тієї ж самої величини $Q_{h,\max}$ за формулою (3.15) занижує розрахункові витрати мережної води на гаряче водопостачання на 15% при втратах теплоти трубопроводами $k' = 0,35$ і на 8% при $k' = 0,25$.

Розрахункові витрати мережної води на гаряче водопостачання при підвищеному графіку температур у тепловій мережі обчислюють за рівнянням [10]

$$G_d = \frac{Q_{o,\max} + Q_{h,\max} \left[k(55 - t_I^h)/(55 - t_x) + k' \right] / (1 + k')}{c(\tau_{1P}' - \tau_{2P}')} . \quad (3.17)$$

Вони повинні бути для даного теплового пункту не менше

$$G_{o,\max} = \frac{Q_{o,\max}}{c(\tau_{1P} - \tau_{2P})} . \quad (3.18)$$

Розрахункову температуру зворотної води на виході водопідігрівника першого ступеня визначають з урахуванням того, що на вході у водопідігрівник температура води дорівнює температурі води після системи опалення у точці вилому температурного графіка:

$$\tau_2'' = \tau_2' - \frac{Q_I}{G_d \cdot c} . \quad (3.19)$$

Температуру теплоносія на виході із водопідігрівника другого ступеня знаходять за умов, що у розрахунковому режимі вся мережна вода проходить через водопідігрівник:

$$\tau_2'' = \tau_1' - \frac{Q_{II}}{G_d \cdot c} . \quad (3.20)$$

3.2. Методики обчислення параметрів теплообмінних апаратів у розрахункових режимах

Будь-яка методика розрахунку теплообмінників базується на використанні балансових співвідношень для речовин, що рухаються через апарат, і рівняння теплопередачі. Розв'язання останнього потребує застосування експериментально отриманих рівнянь для визначення коефіцієнтів теплообміну. При розрахунках секційних кожухотрубчастих водопідігрівників в умовах турбулентного режиму руху води вздовж поверхні теплообміну використовують формули [13]

$$\alpha_1 = \left[1404 + 20,9\tau_m - 0,044(\tau_m)^2 \right] \frac{\omega_1^{0,8}}{d_1^{0,2}} ,$$

$$\alpha_2 = \left[1404 + 20,9t_m - 0,044(t_m)^2 \right] \frac{\omega_2^{0,8}}{d_2^{0,2}} , \quad (3.21)$$

де τ_m , t_m – середні температури граючої води і води, що нагрівається, відповідно; ω_1, ω_2 – швидкість води у міжтрубному просторі і в трубках, відповідно; d_1, d_2 – відповідно еквівалентний діаметр міжтрубного простору і внутрішній діаметр трубок трубного пучка.

Для пластинчастих теплообмінних апаратів використовують критеріальні рівняння виду [11, 22, 23]

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^k, \quad (3.22)$$

$$\xi = B \cdot Re^{-0,25},$$

де $Nu = \alpha \cdot \frac{d_e}{\lambda}$ - критерій Нусельта; $Re = \frac{\omega \cdot d_e}{\nu}$ - критерій Рейнольдса; Pr – критерій Прандтля; α – коефіцієнт тепловіддачі; d_e – еквівалентний діаметр каналу між пластинами теплообмінника; λ – коефіцієнт теплопровідності води; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості; ξ – коефіцієнт гідравлічного опору міжпластинного каналу.

У практиці розрахунку теплообмінників, як правило, приймають у співвідношенні $n=0,43$, $k=0,25$. Коефіцієнти A , B , n залежать від типу пластин і режиму руху речовини у каналі. Їх величини для деяких типів пластин подані у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Множники для обчислення коефіцієнтів теплообміну та гідравлічного опору

Величина	Типорозмір пластин				
	P0,3	P0,5M*	P0,5**	P0,6	H0,1
Турбулентний режим $Re > 50$					
A	0,1	0,135	0,165	0,101	0,157
n	0,73	0,75	0,65	0,75	0,73
B	19,3	15	4,0	12	14,4
Ламінарний режим $Re < 50$					
A	0,6	0,6	0,46	-	-
n	0,33	0,33	0,33	-	-
B	425	324	210	-	-

Завдання теплового розрахунку водопідігрівних установок полягає, як правило, у визначенні площі теплообмінної поверхні. Конструктивні параметри кожухотрубчастих апаратів стандартизовані, тому їх розрахунок зводиться до визначення необхідної кількості секцій. Вибір типорозміру секції здійснюють при умові забезпечення швидкості води в трубках апарату приблизно 1 м/с. При теплових розрахунках пластинчастих теплообмінних апаратів за розробленою УкрНДІХімаш [23] методикою попередньо визначають раціональну швидкість речовин у каналах апарату залежно від заданого теплового режиму і припустимих втратах тиску. Такий підхід дозволяє більш гнучко враховувати умови роботи апарату ще на початкових етапах його проектування.

Крім названої методики існують графоаналітичний метод, детально викладений у [11], метод обчислення параметрів апаратів з використанням коефіцієнта теплової ефективності теплообміну [22], ідея якого полягає у забезпеченні рівних або максимально близьких значень швидкості речовин у суміжних каналах апарату. Враховуючи, що коефіцієнт теплопередачі не

може бути більше меншого з коефіцієнтів теплообміну, вирівнювання швидкостей забезпечить вирівнювання інтенсивності теплообміну і максимально можливе значення коефіцієнтів теплопередачі.

У [14] наведено основні положення і алгоритм розрахунків за методом ε -NTU. Метод базується на використанні трьох безрозмірних параметрів: ε (ефективність передачі теплоти у теплообміннику), NTU (число одиниць переносу), R (співвідношення теплових еквівалентів витрат речовин в апараті). Як відзначають автори [14], відмінності розрахунку теплообмінника з використанням метода [23] і методу ε -NTU не мають принципового значення при застосуванні сучасної обчислювальної техніки.

3.3. Визначення параметрів теплообмінних апаратів у нерозрахункових режимах

Теплообмінні апарати систем тепlopостачання в експлуатаційних умовах працюють при змінних витратах і температурах теплоносіїв, які залежать від сезонних і добових графіків теплового навантаження, а також від прийнятої системи регулювання відпуску теплоти.

Для розрахунку змінних теплових режимів теплообмінників використовують запропоноване Є.Я.Соколовим рівняння характеристики [36, 37], яке є результатом розв'язання рівнянь теплопередачі і теплового балансу

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp} = W_B \delta t_M = W_M \delta t_B \quad (3.23)$$

при заміні середньої логарифмічної різниці температур лінійною залежністю

$$\Delta t_{cp} = \Delta t' - a \delta t_M - b \delta t_B \quad (3.24)$$

Рівняння характеристики має вигляд:

$$q = \frac{Q}{\Delta t'} = \frac{1}{\frac{a}{W_B} + \frac{b}{W_M} + \frac{1}{kF}}, \quad (3.25)$$

де Q – теплова продуктивність теплообмінника; F – площа поверхні теплообмінника; $\Delta t'$ – різниця температур речовин на вході в апарат; W_B , W_M – більше та менше значення теплових еквівалентів витрат теплоносіїв: $W = G \cdot c$; G – витрати речовини, c – питома теплоємність; a , b – коефіцієнти, що залежать від схеми руху речовин у теплообміннику.

При протиточному русі середовищ у водоводяних теплообмінних апаратах систем гарячого водопостачання і опалення значення коефіцієнтів a і b становлять відповідно 0,35 і 0,65. Рівняння (3.25) при протиточній схемі дійсне лише при $q \leq W_M$, тому що перепад температур теплоносія не може бути більше максимальної різниці температур між гріючим та нагрітим середовищем.

При користуванні рівнянням (3.25) добуток kF зручніше замінити виразом

$$kF = \Phi \sqrt{\frac{W_B}{W_M}}, \quad (3.26)$$

де Φ – параметр теплообмінника.

З урахуванням (3.25) рівняння характеристики для водоводяних протиточних теплообмінників має вигляд:

$$\varepsilon = \frac{Q}{\Delta t' \cdot W_M} = \left(0,35 \frac{W_M}{W_B} + 0,65 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_M}{W_B}} \right)^{-1} \leq 1. \quad (3.27)$$

Питоме безрозмірне теплове навантаження теплообмінного апарата ε є відношенням теплової продуктивності даного апарату до теплової продуктивності апарату з безкінечно великою поверхнею нагріву при однакових умовах на вході в апарат.

Параметр водопідігрівника Φ для даного апарата є величиною практично сталою у широкому діапазоні зміни теплових еквівалентів витрат речовин. Але при зміні температурного режиму роботи водопідігрівників параметр Φ змінюється відповідно до залежності коефіцієнта теплопередачі від температур середовищ. У [13] наведені формули для уточнення параметра Φ відповідно зміні середньої температури середовищ. Залежність апроксимована окремими відрізками прямої лінії з урахуванням фактичного діапазону зміни середніх температур на першому та другому ступенях водопідігрівної установки гарячого водопостачання, обладнаної кожухотрубчастими теплообмінниками:

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= \Phi_p(0,615 + 0,385t_s), \\ \Phi_2 &= \Phi_p(0,565 + 0,435t_s), \end{aligned} \quad (3.28)$$

де Φ_p – значення параметра, обчислене для розрахункових умов; t_s – співвідношення середніх температур води у водопідігрівнику при поточному режимі і при розрахунковому.

У [13] рекомендовано з достатньою для практичних розрахунків точністю середню температуру середовищ у теплообмінниках систем тепло забезпечення визначати залежно від температури зовнішнього повітря t_{36} . Такий підхід є виправданим, тому що при якісному регулюванні відпуску теплоти до водяних теплових мереж температура гріючого теплоносія змінюється за графіком залежно від t_{36} :

для першого ступеня при $t_{36} < 0^\circ\text{C}$ $t_s = (30 - t_{36})/30$,

для другого ступеня при $t_{36} < 0^\circ\text{C}$ $t_s = (60 - t_{36})/60$,

для обох ступенів при $t_{36} > 0^\circ\text{C}$ $t_s = 1$

У пластинчастих теплообмінниках може бути реалізоване як симетричне компонування пакетів пластин, при якому в апараті має місце тільки протиточний рух речовин, так й несиметричне компонування, при якому в теплообмінному апараті мають місце й протиток, й прямоток. В апаратах, що застосовують в системах теплопостачання, як правило, використовують симетричне компонування [16].

Результати розв'язання задачі визначення параметра Φ для пластинчастих апаратів наведені у [11]. Авторами введено поняття питомого параметра пластинчастого теплообмінника, тобто параметра, віднесеного до одного ходу:

$$\Phi_n = \frac{\Phi}{x} = \frac{kF}{x\sqrt{W_M W_B}}, \quad (3.29)$$

де x – кількість ходів.

Параметр теплообмінного апарату з конкретним типом пластин залежить від швидкостей речовин та їх температур.

Підсумкова формула для водопідігрівника з пластинами 0,3, 0,6 у діапазоні температур гріючого теплоносія 25-125°C має вигляд

$$\Phi_n = 0,75 + 0,005 \cdot t_{cp}, \quad (3.30)$$

де $t_{cp} = 0,5(\tau_I + t_I)$ – середня температура середовищ на вході в апарат.

Для теплообмінників з пластинами 0,5П запропоновано формулу

$$\Phi_n = 0,5 + 0,0033 \cdot t_{cp}, \quad (3.31)$$

Результати співставлення, проведеного авторами [11] показали, що середня похибка використання формул при визначенні питомого безрозмірного теплового навантаження теплообмінного апарату ϵ , а отже і теплового потоку Q , складає 5-8%, що є достатнім для практичних розрахунків.

Для найбільш поширених у системах тепlopостачання теплообмінних апаратів у [22] наведені еталонні значення питомого параметра. Їх значення подані у табл.3.4.

Таблиця 3.4 – Еталонні значення питомого параметра теплообмінника Φ_e [22]

Тип пластин	P0,05	H0,1	PC0,25	PC0,3p	PC0,35	P0,5p	PC0,53	P0,6p	H1,0
Φ_e	1,07	1,67	1,40	1,42	1,17	0,68	1,04	1,42	0,94

Корегування еталонного значення залежно від середньої температури робочих середовищ t_{cp} здійснюють за формулою

$$\Phi_n = \Phi_e \cdot \beta_3 \cdot K_\phi, \quad (3.32)$$

де β_3 – коефіцієнт, що враховує зменшення інтенсивності теплопередачі через термічний опір накипу і забруднень на пластинах (приймається згідно з експериментальними даними залежно від якості води; при відсутності даних припустимо приймати для водопровідної води $\beta_3 = 0,75-0,85$, для мережної води $\beta_3 = 1$ [22].

Середню температуру робочих середовищ обчислюють за формулою

$$t_{cp} = \frac{t_1' + t_1'' + t_2' + t_2''}{4}. \quad (3.33)$$

Величина коефіцієнта K_ϕ залежно від середньої температури середовищ подана у табл.3.5.

Таблиця 3.5 – Величина коефіцієнта K_ϕ [22]

Середня температура t_{cp}	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
K_ϕ	0,8	0,87	0,94	1,0	1,06	1,12	1,17	1,22	1,27	1,3	1,33

3.4. Математичне моделювання режимів роботи водопідігрівних установок

3.4.1. Двоступінчаста змішана схема приєднання теплообмінних апаратів гарячого водопостачання

Визначення витрат гріючого теплоносія через водопідігрівники мікрорайонних установок виконують приймаючи до уваги втрати теплоти теплопроводами гарячого водопостачання, як це було показано у розділі 3.1, а охолодження теплоносія у мережах теплопостачання, як правило, не враховують. Однак, при використанні двоступінчастих схем водопідігрівних установок гарячого водопостачання втрати теплоти трубопроводами мікрорайонної мережі опалення впливають не тільки на умови роботи опалювальних комплексів будівель мікрорайону, але й на режими роботи теплообмінних апаратів водопідігрівної установки, обумовлюючи необхідність збільшення витрат гріючого теплоносія з теплової мережі.

Відомі рішення для двоступінчастої змішаної схеми (рис. 3.1) приєднання водопідігрівників [13, 17] отримані на підставі розв'язання системи, що складається з рівнянь теплової продуктивності першого (3.34) і другого (3.35) ступенів установки і рівняння збереження енергії при злитті потоків гріючого теплоносія перед входом на перший ступінь (3.36).

$$Q_1 = W_h (t_h^I - t_x) = (W_o + W_2) (t_1 - t_2^I) = \varepsilon_1 W_{1M} (t_1 - t_x), \quad (3.34)$$

$$Q_2 = W_h (t_\Gamma - t_h^I) = W_2 (\tau_1 - t_2^{II}) = \varepsilon_2 W_{2M} (\tau_1 - t_h), \quad (3.35)$$

$$(W_o + W_2) t_1' = W_o \tau_1 + W_2 t_2^{II}, \quad (3.36)$$

де W_h , W_o , W_2 – теплові еквіваленти витрат водопровідної води, теплоносія на опалення будівель і мережної води через другий ступінь установки, відповідно; t_x , t_Γ – температура холодної і гарячої води; t_h^I – температура нагрівання водопровідної води на першому ступені; τ_1 , τ_{02} – температура теплоносія у подавальному трубопроводі теплової мережі і на виході із системи опалення; t_2^{II} – температура мережної води після другого ступеня водопідігрівної установки; ε_1 , ε_2 – безрозмірна питома теплова продуктивність теплообмінників ступенів установки; W_{1M} , W_{2M} – менше із значень теплового еквівалента витрат середовищ на відповідному ступеню.

Температуру теплоносія на виході з опалювального комплексу будівлі можна обчислити з співвідношень для теплової продуктивності комплексу:

$$Q_{OH} = W_{OH} (\tau_5 - \tau_{02H}) = \varepsilon_{OH} W_{OH} (\tau_5 - t_B) \quad (3.37)$$

і подати у вигляді

$$\tau_{02H} = t_B + \frac{Q_{OH}}{W_{OH}} \left(\frac{1}{\varepsilon_{OH}} - 1 \right), \quad (3.38)$$

де t_B – температура повітря в опалювальних приміщеннях; Q_{OH} – опалювальне навантаження; W_{HO} – витрати теплоносія з теплових мереж для потреб опалення; ε_{OH} – питома безрозмірна опалювальна характеристика.

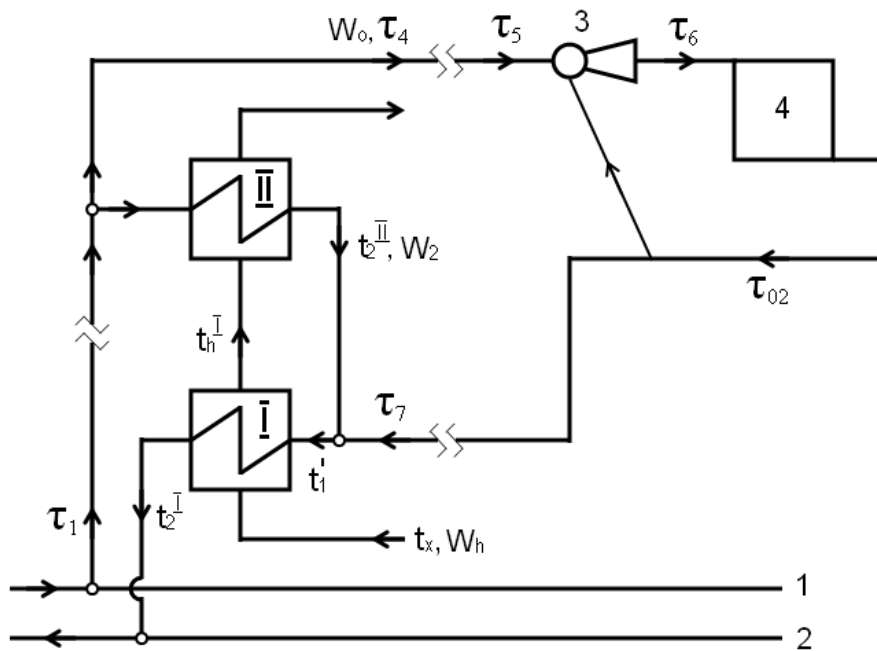


Рис. 3.1 – Розрахункова схема водопідігрівної установки з двоступінчастим змішаним приєднанням теплообмінників до теплових мереж: 1, 2 – подавальний і зворотний трубопроводи теплових мереж; 3 – водоструминний елеватор; 4 – система опалення; I, II – ступені підігрівної установки

Витрати теплоти на опалення з урахуванням теплової ефективності можливого додаткового утеплення будівельних конструкцій споруди можна визначити як

$$Q_{OH} = \mu \cdot Q_o = \mu \cdot \overline{Q_o} \cdot Q_{op}, \quad (3.39)$$

$$\overline{Q_o} = \frac{t_B - t_3}{t_B - t_{p.o.}},$$

де Q_{op} – розрахункове опалювальне навантаження будівель до нанесення додаткової теплоізоляції; μ – коефіцієнт зниження витрат теплоти на

опалення внаслідок впровадження енергозберігаючих заходів; t_3 , $t_{p.o.}$ – відповідно температура зовнішнього повітря і розрахункова опалювальна.

Питому безрозмірну опалювальну характеристику можна визначити, записуючи відоме рівняння безрозмірного теплового навантаження теплообмінного апарату [17] для «нових» умов теплопередачі огорожуючих конструкцій після додаткового утеплення будівлі:

$$\varepsilon_{OH} = \left(\frac{0,5 + U_H}{1 + U_H} + \frac{1}{\omega_{OH}} \right)^{-1}, \quad (3.40)$$

де $\omega_{OH} = \frac{K_{OH} \cdot F}{W_d}$; K_{OH} – коефіцієнт теплопередачі опалювальних приладів у «нових» умовах роботи системи; F – площа поверхні теплообміну опалювальних приладів.

У техніці опалення коефіцієнт теплопередачі опалювальних приладів визначають за формулою [17]

$$K_o = m (\Delta t_{np})^{n_1} \bar{G}^{n_2}, \quad (3.41)$$

де m – постійний множник приладу; $\bar{G} = \frac{G}{G^p}$ – відносні витрати води у приладі; n_1 , n_2 – показники ступеню (характеризують особливості приладу).

Враховуючи незначний вплив витрат води у приладі на інтенсивність процесу теплопередачі (про що свідчить величина показника ступеню n_2 , яка для більшості типів опалювальних приладів коливається в інтервалі $0,03 < n_2 < 0,1$ [17]), коефіцієнт теплопередачі у «нових» умовах можна визначити наступним чином:

$$K_H = K_o \left(\frac{\Delta t_{np.H}}{\Delta t_{np}} \right)^{n_1} = K_o (\mu^{0,8})^{n_1}. \quad (3.42)$$

З другого боку, з рівняння теплового балансу системи опалення коефіцієнт теплопередачі визначається співвідношенням

$$K_o F = \Phi_o \cdot \bar{Q}_o^{0,2}, \quad (3.43)$$

де $\Phi_o = \frac{Q_{o.p.}}{\Delta t_{np}^p}$ – параметр опалювальної системи; Δt_{np}^p – різниця середньої температури теплоносія в опалювальному приладі і повітря у приміщенні для розрахункового режиму.

З урахуванням (3.42), (3.43) і прийнявши показник ступеню $n_1 = 0,25$ [14], для «нових» умов роботи системи опалення маємо вираз

$$K_H \cdot F = \frac{Q_{o.p.} (\mu \cdot \bar{Q}_o)^{0,2}}{\Delta t_{np}^p}. \quad (3.44)$$

Записуючи коефіцієнт змішування на ввіді до системи опалення будівлі через значення температур теплоносія перед вузлом змішування τ_5 , після вузла змішування τ_6 , на виході системи опалення τ_{02H}

$$U_H = \frac{\tau_5 - \tau_6}{\tau_6 - \tau_{02H}}, \quad (3.45)$$

з урахуванням співвідношення

$$\theta_H = \mu \cdot \overline{Q_o} \cdot \theta^p \quad (3.46)$$

(θ_H – перепад температур у поточному режимі системи опалення для «нових» умов роботи; θ^p – те ж саме для розрахункового режиму до утеплення будівлі) остаточно після перетворень маємо

$$\tau_{02H} = \tau_5 - \mu \cdot \overline{Q_o} \cdot \frac{\Delta \tau_c^p}{\beta} = t_B + \Delta t_{np}^p \left(\mu \cdot \overline{Q_o} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot \theta^p \cdot \mu \cdot \overline{Q_o}, \quad (3.47)$$

де $\Delta \tau_c^p = \tau_1^p - \tau_2^p$ – різниця температур теплоносія у подавальному і зворотному трубопроводах теплових мереж при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря.

До системи рівнянь (3.34)÷(3.36) додані рівняння, що описують зміну температури теплоносія по довжині подавальних і зворотних теплопроводів мікрорайонних мереж. Згідно з висновками розд. 2.3, температура мережної води на вході у теплообмінники першого ступеня водопідігрівної установки зі зворотного трубопроводу мікрорайонної мережі відповідно дорівнює

$$\tau_5 = t_{okp} + (\tau_4 - t_{okp}) \Psi_1, \quad (3.48)$$

$$\Psi_1 = \left(1 - \frac{G_n}{G_m} \right)^{A_1}, \quad A_1 = \frac{q_1 \cdot L}{\Delta t \cdot c \cdot G_n};$$

$$\tau_7 = \tau_{02H} + \Psi_2, \quad (3.49)$$

$$\Psi_2 = \frac{\left(\frac{n \cdot b}{n + m} - \frac{q_2 \cdot L}{c \cdot G_n} \right)}{\left(1 + \frac{G_{mp}}{G_n} \right)}.$$

Розв'язання вказаної системи рівнянь здійснене відносно величини витрат теплоносія через другий ступінь водопідігрівної установки ($\overline{W}_2 = \frac{W_2}{W_{o.p.H.}}$; $W_{o.p.H.}$ – тепловий еквівалент розрахункових опалювальних витрат). Тому що рішення у загальному вигляді достатньо громіздкі, є доцільним виділити окремі рішення залежно від співвідношення теплових еквівалентів витрат середовищ

на кожному зі ступенів водопідігрівної установки. Рівняння подані у табл. 3.5.

У наведених у таблиці формулах прийняті наступні позначення: $\gamma = \rho \cdot \frac{\Delta \tau_c^p}{\Delta t_\Gamma}$;

$\rho = \frac{Q_h}{Q_{o.p.H.}}$ - співвідношення теплових навантажень гарячого водопостачання

і опалення; $\Delta t_\Gamma = t_\Gamma - t_x$, t_Γ , t_x – температури гарячої і водопровідної води.

Таблиця 3.5 – Розрахункові формули для обчислення витрат теплоносія через другий ступінь водопідігрівної установки

Умови застосування	Формула	№ формули
$W_{1.M} = W_h$ $W_{2.M} = W_h$	$\overline{W_2} = \frac{\beta [\tau_4 (\varepsilon_2 + z_1 \cdot \psi_1) - t_x (\varepsilon_2 + z_1) - \Delta t_\Gamma + z_2] - z_3 - z_4}{\Delta t_\Gamma - (\varepsilon_2 + z_1) (\tau_4 - t_x)}$ $z_1 = \varepsilon_1 (1 - \varepsilon_2)$ $z_2 = z_1 [t_{okp} (1 - \psi_1) + \psi_2]$ $z_3 = \varepsilon_1 \varepsilon_2 \gamma (\tau_4 - t_\Gamma)$ $z_4 = z_5 \cdot z_1$ $z_5 = \mu \cdot \overline{Q_o} \cdot \Delta \tau_c^p$	(3.50)
$W_{1M} = W_h$ $W_{2M} = W_2$	$a_3 \cdot \overline{W_2}^2 + b_3 \cdot \overline{W_2} + c_3 = 0$ $a_3 = \varepsilon_2 (1 - \varepsilon_1) (\tau_4 - t_\Gamma)$ $b_3 = (\varepsilon_2 \beta + \varepsilon_1 \gamma) (\tau_4 - t_x) \cdot z_3 - \gamma \Delta t_\Gamma -$ $- \varepsilon_1 \varepsilon_2 \beta \left[\tau_4 \psi_1'' + t_{okp}'' (1 - \psi_1'') + \psi_2 - \frac{z_5}{\beta} - t_x \right]$ $c_3 = \gamma \beta \varepsilon_1 (\tau_4 \psi_1 + z_6) - \gamma \Delta t_\Gamma \beta$ $z_6 = t_{okp} (1 - \psi_1) + \psi_2 - t_x - \frac{z_5}{\beta}$	(3.51)
$W_{1M} = W_1$ $W_{2M} = W_h$	$\overline{W_2} = \frac{\gamma (1 - \varepsilon_1 \varepsilon_2) \Delta t_\Gamma - \tau_4 (\gamma z_7 + \psi_1 \beta z_1) - z_1 \beta z_6 + t_x \gamma z_7}{z_1 (\tau_4 - t_x)}$ $z_7 = \varepsilon_2 (1 - \varepsilon_1)$	(3.52)
$W_{1M} = W_1$ $W_{2M} = W_2$	$a_4 \cdot \overline{W_2}^2 + b_4 \cdot \overline{W_2} + c_4 = 0$ $a_4 = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2 \beta (\tau_4 - t_x)}{\gamma}$ $b_4 = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) (\tau_4 - t_x) - \varepsilon_1 \varepsilon_2 (\tau_4 - t_\Gamma) \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2 \beta}{\gamma} (\tau_4 \psi_1 + z_6)$ $c_4 = \varepsilon_1 (\tau_4 \psi_1 + z_6) - \frac{\gamma \Delta t_\Gamma}{\beta}$	(3.53)

Запропоновані рівняння (3.50) – (3.53) дозволяють для будь-яких значень μ , розрахункового опалювального навантаження, витрат теплоти на гаряче водопостачання, поточних температур зовнішнього повітря визначати необхідні витрати мережної води через другий ступінь водопідігрівної установки та через тепловий пункт у цілому, значення температур теплоносія і води, що нагрівається, у характерних вузлах схеми, теплову продуктивність ступенів і витрати теплоти тепловим пунктом.

При розробці алгоритмів з реалізації обчислень за вказаними формулами виникає необхідність організації ітераційного процесу визначення величини \overline{W}_2 , тому що питома теплова характеристика підігрівників першого ε_1 і другого ε_2 ступенів, за формулою (3.27), визначається також і витратами гріючого теплоносія на ступенях, які необхідно обчислити. Серія попередніх розрахунків показала, що розбіжність результатів визначення витрат теплоносія через другий ступінь підігрівної установки у двох сусідніх ітераціях циклу на рівні 0,5% забезпечує необхідну для інженерних обчислень точність.

У випадку використання квадратних рівнянь (3.51), (3.53) алгоритм передбачає перевірку коренів розв'язання рівняння на відповідність фізичному сенсу.

Визначення витрат гріючого теплоносія через теплообмінні апарати другого ступеня водопідігрівної установки дає можливість обчислити режимні показники установки за наведеними у табл. 3.6 формулами.

Таблиця 3.6 – Розрахункові формули для визначення режимних показників водопідігрівної установки для двоступінчастої змішаної схеми приєднання

Величина	Формула	Номер формули
1	2	3
Температура мережної води на вході до першого ступеня	$t_1' = \frac{W_o \tau_{02H} + W_2 \tau_1 - W_h \Delta t_\Gamma - \varepsilon_1 W_{1M} t_x}{W_o + W_2 - \varepsilon_1 W_{1M}}$	(3.54)
Теплова продуктивність апаратів першого ступеня	$Q_1 = \varepsilon_1 W_{1M} (t_1' - t_x)$	(3.55)
Теплова продуктивність апаратів другого ступеня	$Q_2 = Q_h - Q_1$	(3.56)
Температура водопровідної води після першого ступеня	$t_h^I = t_x + \frac{Q_1}{W_h}$	(3.57)
Температура теплоносія після апаратів першого ступеня	$t_2^I = t_1 - \frac{Q_1}{W_2 + W_o}$	(3.58)
Температура теплоносія після апаратів другого ступеня	$t_2^{II} = \tau_1 - \frac{Q_2}{W_2}$	(3.59)
Витрати теплоти через тепловий пункт	$Q_{\text{ТП}} = (W_2 + W_o) (\tau_1 - t_2^I)$	(3.60)

Адекватність розробленої математичної моделі підтверджена задовільним збігом результатів розрахунків при $\mu=\beta=1$ та відсутності втрат теплоти в мікро-районних теплових мережах ($\psi_1=1, \psi_2=0$) з даними [38] для теплорозподільної станції з розрахунковим навантаженням опалення і витратами теплоти на гаряче водопостачання відповідно 1,16 і 0,75 МВт. Прийнятий температурний графік теплових мереж подано у табл. 3.7. Водопідігрівну установку виконано на основі кожухотрубчастих теплообмінних апаратів з розрахунковими параметрами підігрівників першого ступеня $\Phi_1=1,17$, другого – $\Phi_2=2,83$. При розрахунках характеристик теплообмінних апаратів величини параметрів водопідігрівників корегувалися залежно від поточних температур мережної води за формулою (3.28).

Таблиця 3.7 – Значення температури мережної води у подавальному (τ_1) і зворотному (τ_2) трубопроводах теплових мереж при температурах зовнішнього повітря t_3

$t_3, ^\circ\text{C}$	-26	-20	-15	-10	-6	+2,4
$\tau_1, ^\circ\text{C}$	150	133	119	1-5	93,7	70
$\tau_2, ^\circ\text{C}$	70	64	59	54	50	41,7

Як свідчать наведені на рис. 3.2 дані, середнє відхилення результатів розрахунків витрат мережної води через тепловий пункт у розглянутому діапазоні температур становить приблизно 1%, відхилення температури гріючої води і води, що нагрівається, після першого ступеня відповідно близько 2% і 5%.

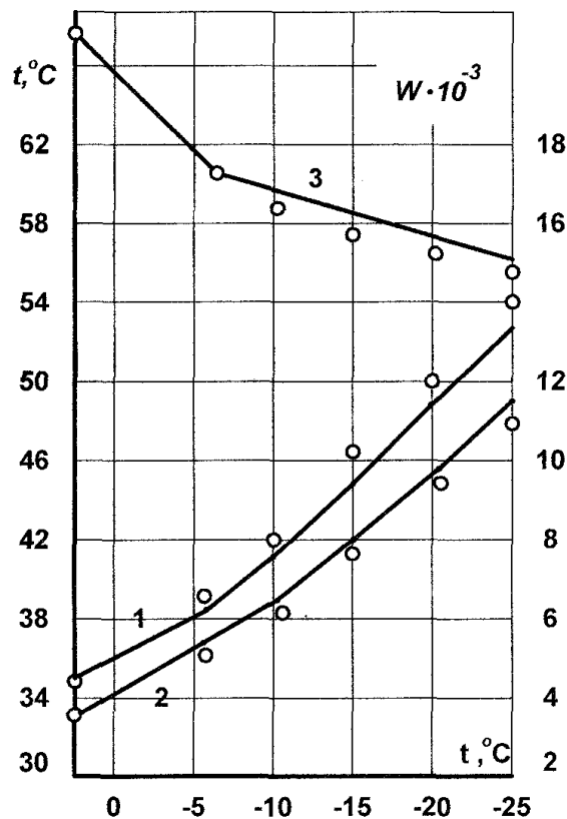


Рис. 3.2 – Режимні показники роботи водопідігрівної установки при $\mu=1, \psi_1=1, \psi_2=0$: _____ - дані [38]; о - результати розрахунків; 1, 2 – температура водопровідної води і гріючого теплоносія на виході першого ступеня; 3 – тепловий еквівалент витрат мережної води через другий ступінь водопідігрівної установки

Для двоступінчастої змішаної схеми приєднання водопідігрівної установки до теплових мереж випадок коли $W_{IM}=W_h$ вбачається більш вірогідним. При температурах зовнішнього повітря близьких до значення у «точці зламу графіка температур» на другому ступеню установки з більшою вірогідністю можливий такий режим, при якому $W_{2M}=W_h$, при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря – режим, при якому $W_{2M}=W_2$. Тому для оцінок зміни витрат у першому випадку використана залежність (3.50), у другому – (3.51). Аналіз розрахункових даних свідчить, що наявність втрат теплоти трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі призводить до необхідності збільшення витрат гріючого теплоносія через другий ступінь підігрівної установки орієнтовно на 18%. У перерахунку на загальні витрати мережної води для теплозабезпечення мікрорайону (опалення плюс гаряче водопостачання) можливе збільшення потрібних витрат становить приблизно 12%. Оцінки впливу тепловтрат виконано для кліматичних умов м. Харкова та співвідношення максимальних витрат теплоти на гаряче водопостачання і опалення 0,6, для умов $\mu=\beta=1$ та значень температури зовнішнього повітря у «точці зламу» графіка температур $3,5^{\circ}\text{C}$ і розрахунковій для системи опалення -23°C . Температури у подавальному і зворотному трубопроводах теплових мереж у першому випадку прийняті відповідно 77°C і 42°C , у другому – 150°C і 70°C . Розрахунки проведено для підземного прокладання теплопроводів при температурі ґрунту 5°C . Питомі теплові втрати трубопроводами мережі прийняті згідно з [27].

Наведені оцінки проведені при значній кількості припущень і частково за усередненими величинами, тому що режимні показники водопідігрівників і втрати теплоти визначаються великим набором параметрів системи теплопостачання, значна частина яких є індивідуальними характеристиками мікрорайонних систем. Більш точно витрати гріючого теплоносія через підігрівну установку гарячого водопостачання можна визначити, використовуючи дані для конкретних мікрорайонів.

Як приклад на рис. 3.3 подані результати розрахунків витрат мережної води через другий ступінь водопідігрівної установки розглянутого у розд. 2 житлового мікрорайону, для якого проаналізовано вплив втрат теплоти окремо подавальними, зворотними теплопроводами мікрорайонної опалювальної мережі і сумарний ефект охолодження води. Здійснені обчислення свідчать, що при двоступінчастій змішаній схемі приєднання теплообмінників гарячого водопостачання до теплових мереж втрати теплоти зворотним трубопроводом мікрорайонної мережі опалення практично не впливають на необхідні витрати через другий ступінь. Відхилення витрат від значення, характерного для умов відсутності тепловтрат ($q_2=0$) навіть при дворазовому перевищенні нормативних втрат теплоти знаходиться у межах точності розрахунків.

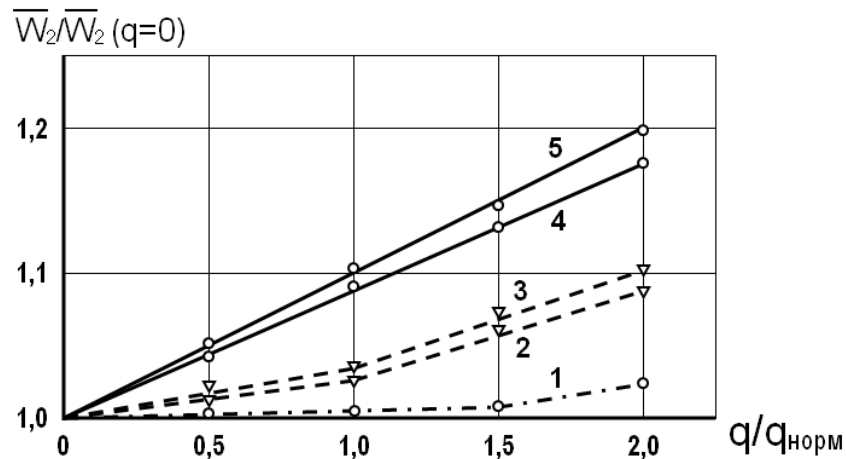


Рис. 3.3 – Зміна витрат мережної води через другий ступінь підігрівної установки гарячого водопостачання: 1 – при врахуванні тепловтрат тільки зворотними трубопроводами; 2, 4 – при врахуванні втрат теплоти тільки подавальними трубопроводами; 3, 5 – при врахуванні теплових втрат подавальними і зворотними трубопроводами; 2, 3 – при температурі зовнішнього повітря у точці „зламу” графіка температур; 4, 5 – при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря

Наявність теплових втрат подавальними трубопроводами на рівні нормативних значень обумовлює зростання витрат гріючого теплоносія через другий ступінь на 2,7% при температурі зовнішнього повітря у точці «вилому» температурного графіка і приблизно на 8,8% при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря. Для компенсації теплових втрат і подавальними і зворотними трубопроводами опалювальної мережі розглянутого мікрорайону витрати мережної води через другий ступінь необхідно збільшити на 3,5% для першої характерної температури зовнішнього повітря і на 10% для другої.

3.4.2. Двоступінчаста послідовна схема приєднання водопідігрівників до теплових мереж

Наведена на рис. 3.4 схема є чи не найбільш вживаною при організації системи теплозабезпечення житлового мікрорайону. Для неї характерні наявність загальної установки для нагрівання гарячої води для господарсько-побутових потреб, приєднаної за двоступінчастою послідовною схемою, елеваторні вузли змішування на вводах теплоносія до системи опалення будинків. Переваги вказаного способу приєднання водопідігрівників розглянуто у розділі 2. Гріючий теплоносій при таких схемах послідовно проходить теплообмінні апарати другого ступеня підігрівної установки гарячого водопостачання, опалювальний комплекс споруди, теплообмінники першого ступеня установки. Визначення режимних показників роботи водопідігрівників можна здійснити, використовуючи балансові співвідношення для елементів схеми, записуючи різницю температур ($\tau_1 - t_6$) у контурі гріючого теплоносія через температурні перепади в окремих вузлах схеми

$$\tau_1 - t_B = (\tau_1 - \tau_4) + (\tau_4 - \tau_5) + (\tau_5 - \tau_6) + (\tau_6 - t_B), \quad (3.61)$$

де τ_1 – температура теплоносія у подавальному трубопроводі теплових мереж за графіком відпуску теплоти; τ_4 , τ_5 – температура теплоносія на вході у другий ступінь водопідігрівної установки й на виході з нього, відповідно; τ_6 – температура теплоносія на вході в опалювальний комплекс будівлі з подавального трубопроводу мікрорайонної мережі; t_B – температура повітря в опалювальних приміщеннях.

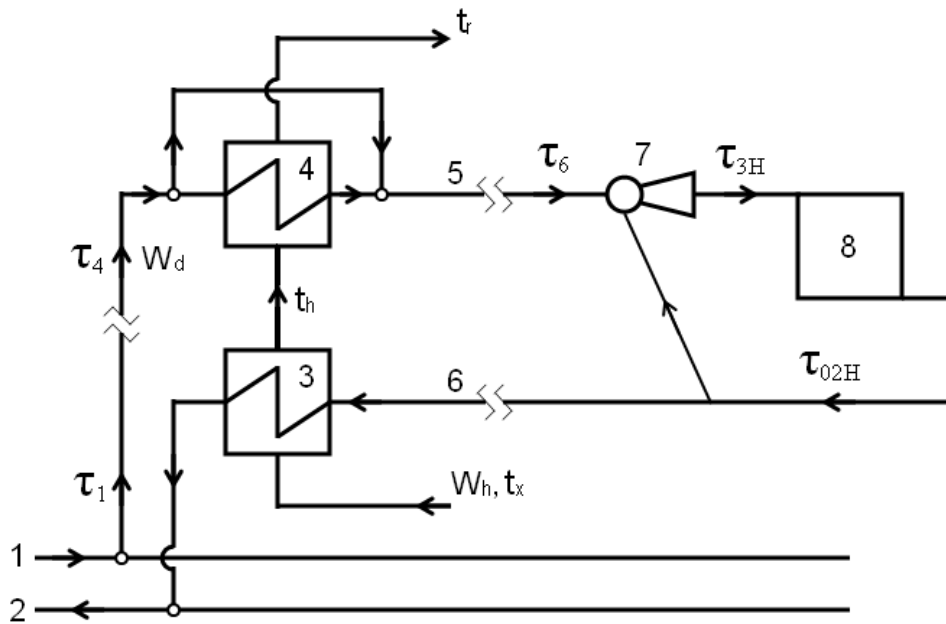


Рис. 3.4 – До розрахунку водопідігрівної установки гарячого водопостачання: 1, 2 – відповідно подавальний і зворотний трубопроводи теплових мереж; 3, 4 – перший та другий ступені установки, відповідно; 5, 6 – подавальний і зворотний трубопроводи мікрорайонної мережі опалення; 7 – вузол змішування на воді у будівлю; 8 – система опалення

Охолодження мережної води у подавальному трубопроводі магістральних напрямків мереж можна обчислити за рівнянням (2.34).

$$\tau_1 - \tau_4 = (\tau_1 - t'_{okp})(1 - \psi_1), \quad (3.62)$$

$$\psi_1 = \left(1 - \frac{G'_n \cdot x'}{G'_m \cdot L}\right)^{A_1}; \quad A_1 = \frac{q'_1 \cdot L}{c \cdot G'_n \cdot \Delta t'},$$

в якому штрихом позначені величини, що характеризують гідравлічний і тепловий режим магістральних теплопроводів.

Перепад температур теплоносія у межах другого ступеня можна визначити з рівняння теплового балансу

$$W_d (\tau_4 - \tau_5) = W_h (t_r - t_h) = \varepsilon_2 W_{M2} (\tau_4 - t_h^I), \quad (3.63)$$

де W_d , W_h – відповідно теплові еквіваленти витрат теплоносія з теплових мереж і води для системи гарячого водопостачання; t_r , t_h^I – температура води на виході другого й першого ступенів підігрівної установки.

Охолодження води в подавальному трубопроводі мікрорайонної мережі з рівняння (2.34) становить

$$\tau_5 - \tau_6 = (\tau_5 - t_{okp})(1 - \psi_1), \quad (3.64)$$

$$\psi_1 = \left(1 - \frac{G_n}{G_o} \cdot \frac{X}{L}\right)^{A_1}, \quad A_1 = \frac{q_1' \cdot L}{\Delta t' \cdot c \cdot G_n},$$

де t_{okp} – температура оточуючого середовища для відповідного способу прокладки теплопроводів; $G_o = G_n + G_{mp}$; G_n – сумарні витрати теплоносія через відгалуження на гілці; G_{mp} – «транзитні» витрати теплоносія на гілці; X – координати точки на подавальному трубопроводі; L – довжина гілки; q_1' – питомі втрати теплоти при різниці температур оточуючого середовища і теплоносія $\Delta t'$; c – теплоємність теплоносія.

Максимальну різницю температур середовищ в опалювальному комплексі визначаємо з рівняння теплової продуктивності

$$Q_o = \varepsilon_o \cdot W_d \cdot (\tau_6 - \tau_{02H}), \quad (3.65)$$

де τ_{02H} – температура теплоносія на виході з опалювального комплексу.

Використовуючи рівняння (3.39)-(3.41) і записуючи коефіцієнт змішування через поточні значення температур на вході у вузол змішування τ_6 , після змішувального пристрою τ_{3H} й на виході системи опалення τ_{02H} як співвідношення температурних перепадів

$$U_H = \frac{\tau_6 - \tau_{3H}}{\tau_{3H} - \tau_{02H}} \quad (3.66)$$

максимальну різницю температур у системі опалення можна подати у вигляді

$$\begin{aligned} \tau_1 - t_B = \tau_1 - \left[\tau_1 \psi_1' + t_{okp}' (1 - \psi_1') \right] + (t_\Gamma - t_h') \frac{\eta \psi_1}{W_d} + \\ + \left[\tau_1 \psi_1' + t_{okp}' (1 - \psi_1') - \frac{\overline{Q_{II}} \cdot \Delta \tau_c^p}{W_d} - t_{okp}' \right] (1 - \psi_1) + \\ + (\mu \cdot \overline{Q_o})^{0,8} \cdot D_1, \\ D_1 = \Delta t_{np}^p - 0,5 \theta^p (\mu \cdot \overline{Q_o})^{0,2} \end{aligned} \quad (3.67)$$

де $\overline{W_d} = \frac{W_d}{W_{o.p.}}$ - відносні витрати гріючого теплоносія через тепловий пункт;

θ^p - розрахункове охолодження теплоносія у системі опалення будівлі.

Температуру нагріву води на першому ступені установки можна знайти з балансового співвідношення для ступеня (3.34):

$$W_h(t_h^I - t_x) = \varepsilon_1 \cdot W_{IM}(\tau_7 - t_x) \quad (3.68)$$

З урахуванням (3.68), (2.50) після перетворень рівняння (3.67) для найбільш вірогідного випадку для умов роботи двохступінчастої послідовної схеми приєднання водопідігрівників $W_{IM} = W_h$ отримуємо результат

$$a_5 \overline{W_d}^2 + b_5 \overline{W_d} + c_5 = 0, \quad (3.69)$$

$$a_5 = t_B - \left[\tau_1 \psi_1' + t_{okp}' (1 - \psi_1') \right] \psi_1 - t_{okp} (1 - \psi_1) + \left(\mu \overline{Q_o} \right)^{0,8} \cdot D_1;$$

$$b_5 = \varepsilon_1 \gamma \psi_1 \left[t_x - t_B - \psi_2 - \left(\mu \overline{Q_o} \right)^{0,8} \cdot D_1 \right] + \Delta \tau_c^p \left[\overline{Q_{II}} (1 - \psi_1) + \mu \overline{Q_o} \right] +$$

$$+ \Delta t_{\Gamma} \cdot \gamma \cdot \psi_1$$

$$c_5 = \psi_1 \varepsilon_1 \gamma \left[t_{okp}' (1 - \psi_1') \psi_1 + \overline{Q_{II}} \cdot \Delta \tau_c^p \right],$$

$$\text{де } \psi_2 = \frac{\frac{n \cdot b}{n+m} \left(\frac{x_1}{L} \right)^{n+m} - D}{\frac{G_{mp}}{G_n} + \left(\frac{x_1}{L} \right)^n} \quad (\text{див. (2.50)}), \quad \overline{Q_{II}} = \frac{Q_{II}}{Q_{o.p.}} - \text{відносні витрати теплоти}$$

на циркуляцію гарячої води (орієнтовне значення можна знайти за рис. 2.1).

Для співвідношення витрат середовищ у теплообмінниках першого ступеня водопідігрівної установки $W_h > W_d$ розв'язання рівняння (3.67) має вигляд

$$\overline{W_d} = \frac{\mu \cdot \overline{Q_o} \cdot \Delta \tau_c^p + \overline{Q_{II}} \cdot \Delta \tau_c^p \left[(1 + \varepsilon_1) \psi_1 - 1 \right] + \gamma \cdot \psi_1 \cdot \Delta t_{\Gamma}}{D_2 - (1 - \varepsilon_1 \cdot \psi_1) \left[\left(\mu \cdot \overline{Q_o} \right)^{0,8} D_1 + t_B \right] - t_{okp} (1 - \psi_1)}, \quad (3.70)$$

$$D_2 = \psi_1 \left[\tau_1 \psi_1' + \varepsilon_1 (\psi_2 - t_x) + t_{okp}' (1 - \psi_1') \right].$$

При аналізі режимів роботи підігрівної установки не розглядався вплив охолодження мережної води у подавальних трубопроводах теплових мереж до введів у мікрорайон. У такому разі у припущенні $\overline{Q_{II}} = 0$ у рівнянні (3.69) $c_5 = 0$ і воно трансформується до вигляду

$$\overline{W_d} = \frac{\varepsilon_1 \gamma \psi_1 \left[t_x - t_B - \psi_2 - \left(\mu \overline{Q_o} \right)^{0,8} \cdot B_1 + \Delta \tau_c^p \cdot \mu \cdot \overline{Q_o} + \Delta t_{\Gamma} \cdot \gamma \cdot \psi_1 \right]}{\tau_1 \psi_1 + t_{okp} (1 - \psi_1) - t_B - \left(\mu \cdot \overline{Q_o} \right)^{0,8} \cdot D_1} \quad (3.69a)$$

При вказаних умовах рівняння (3.70) приймає вигляд

$$\overline{W_d} = \frac{\mu \cdot \overline{Q_o} \cdot \Delta \tau_c^p + \gamma \cdot \psi_1 \cdot \Delta t_{\Gamma}}{\psi_1 \left[\tau_1 + \varepsilon_1 (\psi_2 - t_x) \right] - (1 - \varepsilon_1 \psi_1) \left[\left(\mu \cdot \overline{Q_o} \right)^{0,8} \cdot D_1 \right] - t_{okp} (1 - \psi_1)}. \quad (3.70a)$$

За умов відсутності втрат теплоти мікрорайонної мережі, тобто $\psi_1=1$, $\psi_2=0$, результати обчислень за формулою (3.69а) практично співпадають з результатами розрахунків, наведеними у [39], що характеризують режими роботи водопідігрівної установки, встановленої на базі кожухотрубчастих теплообмінників, при співвідношенні теплових навантажень гарячого водопостачання і опалення $\rho=0,315$. Як видно з рис. 3.5, максимальна розбіжність даних має місце при зовнішніх температурах у точці вилому температурного графіка і становить приблизно 3%.

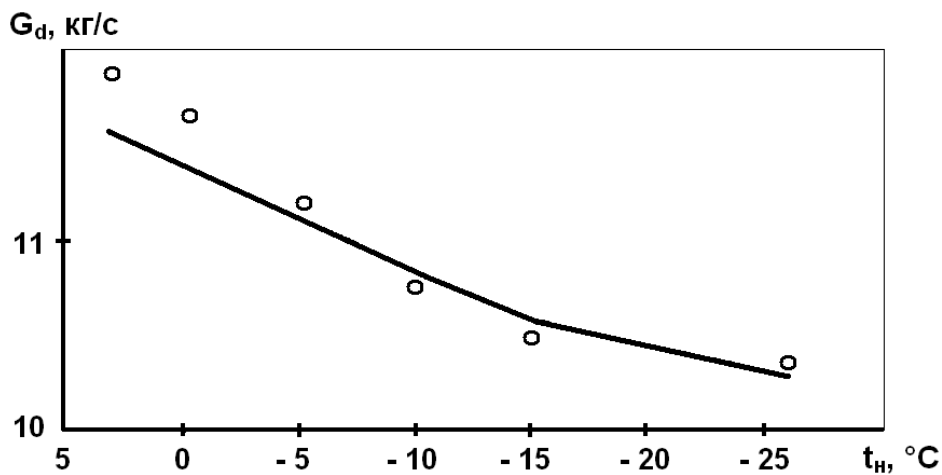


Рис. 3.5 – Співставлення результатів для умов відсутності втрат теплоти трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі: _____ - дані [38]; о – результати розрахунків за формулою (3.69а)

Вплив теплових втрат подавальними трубопроводами ($\psi_2=0$) проілюстровано для умов підземної прокладки при температурі ґрунту 5°C і наведеного у [38] температурного графіка з відносним опалювальним навантаженням у точці зламу графіка $\overline{Q}_o=0,38$. У розрахунках прийнято середній діаметр трубопроводів мікрорайонної мережі 133 мм.

Згідно з рівнянням (3.64), охолодження теплоносія у мережах визначається величиною показника ступеню A_I , який можна вважати характеристикою теплового режиму мереж, та співвідношенням витрат у розгалуженій мережі, яке характеризує гідравлічний режим. Попередні оцінки показали, що при нормативних втратах теплоти подавальними трубопроводами опалювальної мережі величина вказаного комплексу змінюється у межах $0,01 < A_I < 0,025$, що для найбільш вірогідного рівня зміни співвідношення витрат теплоносія у мікрорайонних мережах

$$0,75 \leq \frac{G_n}{G_o} \leq 0,99 \text{ визначає інтервал зміни множника } 0,89 < \psi_1 < 0,98.$$

Розрахунки, здійснені при $\psi_2=0$ для діапазонів значень $0,7 < \psi_1 < 1,0$ показали, що для теплових втрат на рівні нормативних збільшення витрат теплоносія через водопідігрівну установку може складати орієнтовно 10%

при $\overline{Q}_o=1$ і 19% при температурі зовнішнього повітря у точці вилому температурного графіка. Як видно з рис. 3.6, а, для наднормативних витрат теплоти витрати теплоносія можуть приблизно вдвічі перевищувати величину, обчислену без урахування охолодження у мережах.

Результати розрахунків, наведені на рис. 3.6, б, свідчать, що зменшення величини співвідношення теплового навантаження гарячого водопостачання і розрахункового опалювального навантаження ρ обумовлює посилення впливу теплових втрат подавальними трубопроводами на витрати гріючого теплоносія. Відмінності для розглянутих значень $\rho=0,315$ і $\rho=0,6$ становить приблизно 14% для величини параметра $(1-\psi_1)=0,3$ і біля 4% для $(1-\psi_1)=0,1$.

При аналізі впливу охолодження теплоносія у зворотному трубопроводі на режим роботи водопідігрівної установки розглянуто інтервал зміни - $5 \leq \psi_2 \leq 10$. Більші нуля значення прийняті до уваги, тому що, як показано у розділі 2.3, у зворотному трубопроводі можливе зростання температури по його довжині у напрямку до центрального теплового пункту мікрорайону.

Як видно з рис. 3.7, на якому наведені результати обчислень для $\psi_1=1$, зміна ψ_2 у вказаному діапазоні несуттєво впливає на витрати теплоносія через водопідігрівну установку. Максимальна відмінність результатів з урахуванням зміни температури по довжині зворотного теплопроводу і без урахування має місце при $\psi_2=10$ і становить приблизно 1,5 %.

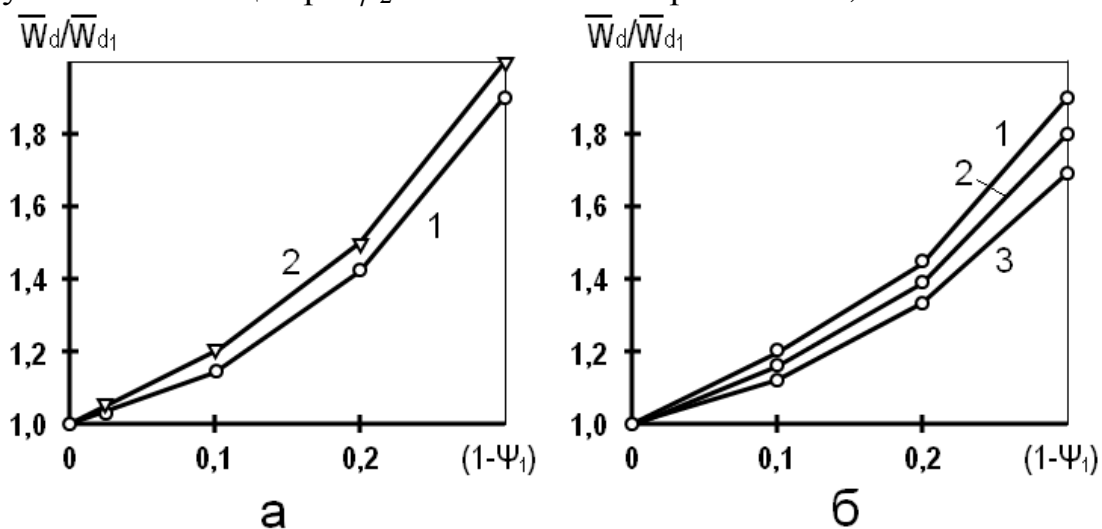


Рис. 3.6 – Зміна витрат гріючого теплоносія через водопідігрівну установку з урахуванням втрат теплоти подавальною частиною мережі опалення ($\psi_2=0$): а – при співвідношенні теплових навантажень $\rho=0,315$: $1-\overline{Q}_o=1$; $2-\overline{Q}_o=0,38$; б – при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря ($\overline{Q}_o=1$): $1-\rho=0,315$; $2-\rho=0,45$; $3-\rho=0,6$; W_{d1} – витрати теплоносія для розглянутого режиму при $\psi_1=1$, $\psi_2=0$

Співставлення результатів розрахунків за формулою (3.69) з урахуванням зміни температури як у подавальному, так і зворотному трубопроводах показує, що розбіжність для діапазону значень $0,1 < (1-\psi_1) < 0,3$ при $\psi_2=0$ та

$\psi_2 = -5$ (тобто при охолодженні теплоносія на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$) не перевищує 2% . Це дозволяє у багатьох випадках без суттєвої втрати точності обчислень витрат теплоносія через водопідігрівну установку не брати до уваги зміну температури у зворотному трубопроводі мікрорайонної мережі опалення.

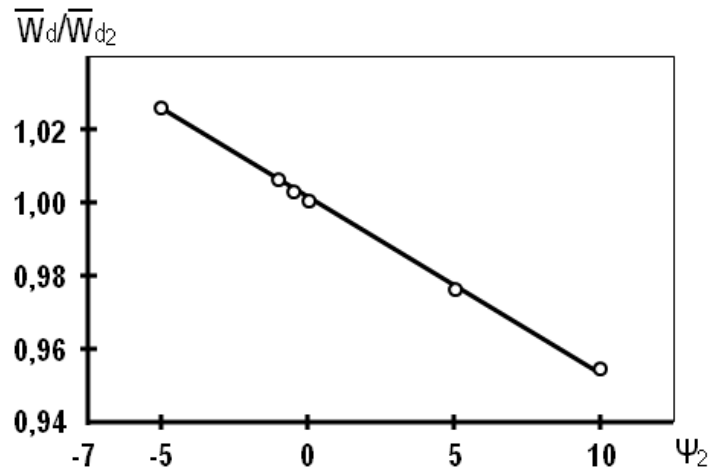


Рис. 3.7 – Зміна витрат теплоносія через водопідігрівну установку з урахуванням теплових втрат зворотними трубопроводами: $\psi_1=1$; $\overline{Q}_o=1$; $\rho=0,315$; \overline{W}_{d2} – витрати при $\psi_2=0$

Тому, що величина витрат гріючого теплоносія на початкових етапах розрахунків використовується для знаходження безрозмірної теплової характеристики теплообмінників за формулою (3.27), виникає потреба попередньо приймати величину витрат з подальшим її уточненням. При розробці алгоритмів розрахунків параметрів водопідігрівних установок постає питання про кількість ітерацій, яка забезпечує необхідну точність обчислень.

Аналіз впливу точності визначення безрозмірної питомої характеристики підігрівників на точність знаходження витрат мережної води проведено у [39]. Оцінки здійснені для двох характерних значень опалювального навантаження: розрахункового навантаження системи опалення ($\overline{Q}_o=1$) та теплової продуктивності системи при температурі зовнішнього повітря у точці вилому графіка температур ($\overline{Q}_o=0,38$).

Згідно з викладеними у [30] положеннями, похибка використання формули (3.27) дорівнює

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{\left(\frac{\Delta W_d}{W_d} + \frac{\Delta W_h}{W_h} \right) \left(0,35 \frac{W_M}{W_B} + \frac{0,5}{\Phi} \sqrt{\frac{W_M}{W_B}} \right) + \frac{\Delta \Phi}{\Phi} \cdot \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_M}{W_B}}}{\varepsilon}, \quad (3.71)$$

де ΔW_h , ΔW_d – абсолютні помилки визначення витрат речовин у теплообмінному апараті.

При обчисленні величини ε в ітераційному циклі помилка визначення витрат гріючого теплоносія $\frac{\Delta W_d}{W_d}$ за рівняннями (3.69), (3.70) залежить від структури розрахункової формули, точності вихідних даних, точності ітераційного процесу. Для спрощення вважаємо, що похибка ΔW_d при обчисленні безрозмірної питомої характеристики підігрівника визначається тільки точністю ітераційного циклу $\left(\frac{\Delta W_d}{W_d} = \overline{\Delta_w} \right)$.

Параметр теплообмінних апаратів обчислюють за розрахунковим для гарячого водопостачання режиму. Для послідовної схеми формула (3.26) приймає вигляд

$$\Phi = \frac{(k \cdot F)_p}{\sqrt{W_h \cdot W_o^B}}, \quad (3.72)$$

де W_h – тепловий еквівалент води, що нагрівається.

Величину теплового еквівалента витрат гріючої води при балансовому навантаженні гарячого водопостачання визначають за допомогою співвідношення [17]

$$W_o^B = \frac{Q_{op}}{\Delta \tau_c^p} + Q_B \cdot \frac{t_\Gamma - t_h^I}{\tau_1' - \tau_{02}'}, \quad (3.73)$$

де $Q_B = K_B \cdot Q_{h.cp} = \frac{K_B \cdot Q_{h.max}}{K_q}$ – балансове навантаження гарячого водопостачання, K_B – балансний коефіцієнт, $Q_{h.cp}$, $Q_{h.max}$ – середня і максимальна теплова продуктивність системи гарячого водопостачання; K_q – коефіцієнт годинної нерівномірності споживання гарячої води; τ_1' , τ_{02}' – температура води у подавальному трубопроводі теплових мереж і зворотному трубопроводі системи опалення при температурі зовнішнього повітря у точці вилому графіка температур.

З урахуванням прийнятого раніше позначення $\rho = \frac{Q_h}{Q_{op}}$ та формули (2.45) співвідношення витрат речовин у підігрівнику гарячої води можна записати у вигляді

$$\frac{W_h}{W_d} = \frac{\frac{W_h}{W_{op}}}{\frac{W_d}{W_{op}}} = \frac{\rho \cdot \Delta \tau_c^p}{W_d \cdot \Delta t_\Gamma}, \quad (3.74)$$

При оцінках прийнято, що недогрів водопровідної води на першому ступені дорівнює 6°C [38]. Точність визначення витрат води оцінена на рівні

похибки вимірювань витратоміром, яка за даними [31, 32] не перевищує 3%. Точність визначення розрахункового опалювального навантаження на підставі рівняння теплопередачі для зовнішніх огорожень будівель становить приблизно 4,5%, а точність замірів температур прийнята 0,5°C [33]. При орієнтовній величині параметра теплообмінних апаратів першого ступеня $\Phi_I=1,177$ максимальна відносна похибка його обчислення становитиме біля 14,3%.

Результати обчислень відносної максимальної похибки витрат мережної води для двох характерних значень опалювального навантаження і співвідношень витрат теплоти на гаряче водопостачання й опалення $0,1 \leq \rho \leq 0,6$ подані на рис. 3.8. Наведені дані свідчать, що похибка при визначенні витрат

слабо змінюється у діапазоні значень $5\% \leq \Delta_W \leq 10\%$ і суттєво зростає при $\Delta_W > 25\%$ (величина Δ_W характеризує досконалість ітераційного процесу обчислень). Достатня для більшості інженерних розрахунків точність

знаходження витрат мережної води через водопідігрівники ($\frac{\Delta W_d}{W_d} < 0,025$) забезпечується при точності проведення ітераційного процесу не нижче 5%.

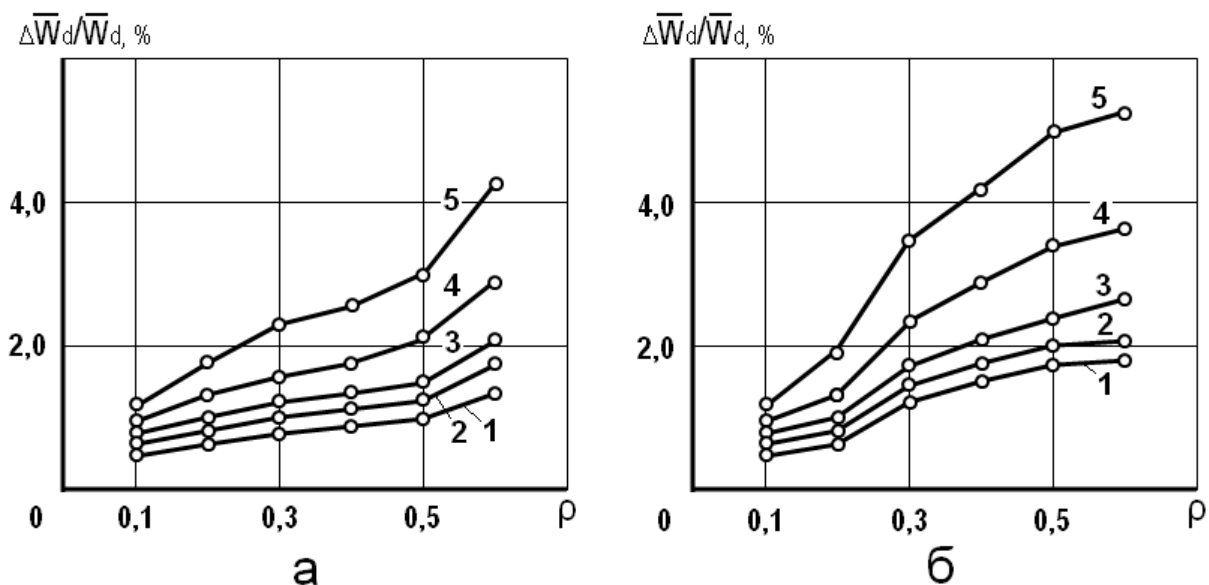


Рис. 3.8 – Вплив точності ітераційного процесу на точність обчислення витрат мережної води через тепловий пункт: а – при $\overline{Q_o} = 1$; б – $\overline{Q_o} = 0,35$; 1 – $\Delta_W = 0\%$; 2 – 5% ; 3 – 10% ; 4 – 25% ; 5 – 50%

Окремий інтерес при аналізі режимів роботи водопідігрівних установок має оцінка впливу охолодження гріючого теплоносія у мережах, по яких його транспортують до теплового пункту, на витрати через теплообмінні апарати гарячого водопостачання. Розв'язання такої задачі може бути корисним як при розгляді показників роботи підігрівників, що встановлені на центральних теплових пунктах мікрорайонів, так і при аналізі схем з розміщенням

теплообмінників гарячого водопостачання безпосередньо на індивідуальних теплових пунктах окремих будинків.

Для обчислення витрат теплоносія можна скористатися формулами (3.69), (3.70). У [40] наведено розв'язання рівняння (3.61) при умові $\tau_5 = \tau_6$. Такі обмеження дозволяють аналізувати вплив теплових втрат тільки трубопроводами до теплового пункту. Охолодження теплоносія враховано у вигляді

$$\tau_1 - \tau_4 = \frac{\Delta Q_n}{W_d} = \frac{\Delta Q_n}{W_d \cdot W_{o.p.}} = \frac{\delta_n \cdot \Delta \tau_c^p}{W_d}, \quad (3.75)$$

де $\delta_n = \frac{\Delta Q_n}{Q_{o.p.}}$, ΔQ_n - втрати теплоти подавальними трубопроводами.

Підсумкове співвідношення для величини витрат теплоносія через тепловий пункт має вигляд

$$a_2 \overline{W_d}^2 + b_2 \overline{W_d} - c_2 = 0, \quad (3.76)$$

$$a_2 = \frac{\tau_1 - t_B - m}{\Delta \tau_c^p},$$

$$b_2 = \frac{\varepsilon_1 \cdot \rho (t_B - t_x + m)}{\Delta t_\Gamma} - (\rho + \overline{Q_{II}} + \delta_n) - D_6 \cdot \mu \cdot \overline{Q_o},$$

$$c_2 = \frac{\varepsilon_1 \cdot \rho \cdot m_2 \cdot \mu \cdot \overline{Q_o} \cdot \Delta \tau_c^p}{(\tau_6^p - t_B - m_o + m_2) \Delta t_\Gamma},$$

$$m_o = \Delta t_{np}^p \mu^{0,8},$$

$$m = m_o \cdot \overline{Q_o}^{0,8},$$

$$m_2 = 0,5 \cdot \theta^p \cdot \mu,$$

де $\overline{Q_{II}} = \frac{Q_{II}}{Q_{o.p.}}$, Q_{II} - витрати теплоти на гаряче водопостачання в режимі циркуляції.

При $\delta_n = 0$, $\tau_5 = \tau_1$ рівняння (3.76) співпадає з відомими результатами розв'язання вихідного співвідношення без урахування охолодження води в теплових мережах.

Результати обчислень за формулою (3.76) для умов використання якісного регулювання теплового навантаження з температурами у розрахунковому для опалення режимі 150/70°C, який забезпечує температуру внутрішнього повітря $t_B = 20^\circ\text{C}$ і нагрівання води для потреб гарячого водопостачання від 5°C до 60°C, наведені на рис. 3.9. Обчислення проведені для розрахункової для опалення

температури зовнішнього повітря ($\overline{Q_o}=1$) і температури зовнішнього повітря у точці вилому графіка температур (прийнято $\overline{Q_o}=0,38$). Для діапазону значень відносних втрат теплоти подавальними трубопроводами $0,05 \leq \delta_n \leq 0,15$ у першому випадку необхідне збільшення витрат мережної води складає приблизно від 20% до 30% у порівнянні зі значеннями, характерними для вказаного рівня температур повітря при відсутності теплових втрат. Для компенсації втрат теплоти у другому випадку додаткові витрати гріючого теплоносія становлять від 10% до 22% по відношенню до значень для цього режиму зовнішніх температур.

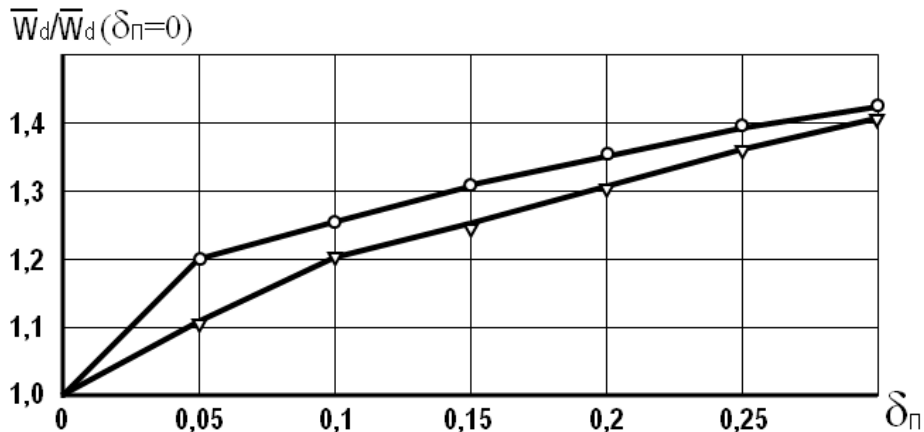


Рис. 3.9 – Відносні витрати мережної води через тепловий пункт: 1 - $\overline{Q_o}=1$; 2 - $\overline{Q_o}=0,38$; $\overline{W_d}(\delta_n=0)$ – витрати води при відсутності теплових втрат подавальними трубопроводами

Варіантні обчислення з використанням формули (3.76) не показали суттєвої залежності зміни витрат мережної води від зміни співвідношення теплових навантажень $\rho = \frac{Q_h}{Q_{o,max}}$. Розбіжність результатів у широкому діапазоні значень ρ знаходиться у межах 2÷4 %.

Висновки

Розроблено методику розрахунків двоступінчастої послідовної і двоступінчастої змішаної схем приєднання підігрівників гарячого водопостачання з урахуванням теплових втрат подавальними і зворотними трубопроводами мікрорайонної мережі опалення.

Запропоновані розрахункові формули для визначення витрат гріючого теплоносія через теплообмінні апарати водопідігрівних установок.

Проведено оцінку точності обчислень за поданими формулами. З'ясовано, що для забезпечення похибки визначення витрат теплоносія на рівні 2,5% точність ітераційного процесу повинна бути не менше 5%.

Проаналізовано вплив теплових втрат трубопроводами мікрорайонної мережі на режимні показники водопідігрівників. Необхідне збільшення витрат гріючого теплоносія для компенсації його охолодження може становити до 30%.

4. Вплив умов роботи водопідігрівної установки на ефективність додаткового утеплення огорожуючих конструкцій будівель

4.1. Стан енергоспоживання у житлово-комунальному господарстві України

Частка України у світовому енергоспоживанні складає приблизно 2%, тоді як її населення не перевищує 1% населення Землі. Така велика енергоемність виробництва пояснюється двома основними причинами: незбалансованою структурою енергоспоживання і нераціональним використанням енергії у всіх галузях економіки. За наведеними у [41] даними вартість всіх паливно-енергетичних ресурсів, використаних в Україні у 1995 р. склала близько 25% об'єму валового внутрішнього продукту. У той час, як, наприклад у Франції, цей показник не перевищує 3%. У 1996 р. витрати на паливо у декілька разів перевищили витрати державного бюджету на фінансування соціальної сфери, науки і культури разом узятих. Основні проблеми енергетичного сектора України наступні:

- високий рівень енергоемності, як у цілому, так й по галузям;
- значна залежність від імпортного газу, нафти, ядерного палива;
- низька ефективність використання енергії.

Паливно-енергетична складова у загальній собівартості продукції, яка зросла у різних галузях з 5 до 50%, в цілому по Україні на кожні 1000 грн. виготовленої продукції складає 1, 626 т умовного палива, 1, 549 тис. кВт год. електроенергії і 1,942 Гкал теплової енергії [41].

Цикл виробництва і споживання теплової енергії включає втрати при виробництві енергії, її транспортуванні і споживанні. Більша частина втрат теплової енергії приходить на стадію споживання. За існуючими оцінками втрати теплоти при виробництві і транспортуванні становлять величину порядку 7...15%, а втрати у кінцевого споживача – 30...50%. Структура теплоспоживання інженерними системами будівель утворена витратами на опалення (приблизно 30% необхідної теплоти), витратами на гаряче водопостачання (більше 18%) і витратами, що пов'язані з нагріванням вентиляційного повітря. Теплова продуктивність системи опалення визначається величиною втрат теплоти через елементи конструкції будівлі і величиною надходжень теплоти у приміщення. Втрати теплоти через огорожуючі конструкції складають втрати через стіни (близько 40%), через вікна (35%), інші (25%).

Великі теплові втрати через конструкції огорожень більшості існуючих будівель пояснюються тим, що більша частина житлового фонду споруджена у часи, що характеризувались низькою вартістю енергоносіїв і вимогами здешевлення будівництва. Це обумовило занижені нормативи до величини термічного опору огорожень і підвищені витрати теплоти на компенсацію втрат теплоти.

Житлово-комунальний комплекс України посідає третє місце (після металургійної та хімічної промисловості) за обсягами споживання енергоносіїв і перше місце за споживанням тепла. В Україні налічується близько 600 тис. будинків, з них багатопверхових (5 і більше поверхів) – 70 тис. У цих будинках на опалення у рік витрачається 70-75 млн. т умовного палива або близько 40% всіх теплоенергетичних ресурсів, що споживаються в народному господарстві, чи 1,3-1,4 т умовного палива в розрахунку на одного мешканця [42].

Важливими чинниками, що визначають енергоефективність житлово-комунального господарства, є енергогенеруючі установки комунальної енергетики, недосконалість існуючих будівельних конструкцій, а також практична відсутність індивідуальних засобів обліку та систем регулювання енергоспоживання. У цілому непродуктивні витрати теплової енергії сягають 30% [41]. Споживання теплоти на потреби опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель перевищує аналогічне споживання у США у 2...4,5 рази. За показником споживання теплової енергії на 1 м² опалюваної площі витрати теплоти в Україні перевищують аналогічний показник у країнах зі схожим кліматом (наприклад, Швеція, Фінляндія) у 4-6 разів. В цілому ж потенціал організаційно-технологічних заходів, пов'язаних з економією енергоресурсів у комунально-побутовому секторі України, за станом на 2000 рік оцінюється приблизно у 40% від витрат первинного палива на опалення.

Тому основним резервом енергозбереження у будівельній галузі залишається зменшення витрат на опалення будівель шляхом підвищення термічного опору конструктивних елементів огорожень. Для існуючих будівель це завдання можна вирішити улаштуванням додаткової ізоляції. При існуючих технологіях спорудження будинків, виробництва огорожуючих конструкцій та інженерних систем втрати теплоти через стіни можна знизити у 2,5 рази, вікна – у 1,5 рази, інші – у 2 рази, що дозволить знизити споживання енергії будівельним сектором економіки України більше ніж на 20%.

За даними багатьох досліджень улаштування теплової ізоляції конструкцій стін, що не відповідають вимогам щодо термічного опору, дозволяє окупити витрати на її виробництво протягом 2-3 років за рахунок різкого зниження витрат на опалення. Це обумовило те, що в усьому світі спостерігається тенденція до збільшення об'ємів теплоізоляційних робіт.

4.2. Матеріали і технології теплоізоляції зовнішніх огорожень

Сучасний рівень розвитку будівельної галузі надає широкий вибір матеріалів, виробів, конструкцій і технологій, що дозволяють забезпечити тривалу, надійну і комфортну експлуатацію будівель і споруд різного призначення. Номенклатура сучасних теплоізоляційних матеріалів також різна. У додатку Ж подані характеристики і сфери застосування ефективних утеплювачів. Матеріали можна об'єднати у декілька груп:

- утеплювачі на основі скло- і мінераловатних волокон. Найрозповсюджені з них – «Ізовер», «Парок» (базальтова вата), «Урса»,

«Рокволл», «Ізофени». Ці матеріали виробляють у вигляді рулонів або напівжорстких плит товщиною 50-160 мм з розмірами у середньому 1000x1500 мм і рулонів шириною 1000 мм і довжиною 1800-11500 мм;

- утеплювачі на основі спінених полістиролів. Найбільш поширеними з них є імпорتنі «Стіропор», «Стіродур», «Полан» і вітчизняні пінополістирольні плити. Ці матеріали виготовляють у вигляді плит, іноді шкарлуп (сегментів) різних типорозмірів з товщиною 20-160 мм;

- утеплювачі на основі пінополіуретанів. Найбільш вживаними виробами цієї групи є вітчизняний «Ріпор» та імпорتنий «Еластопор». Ці матеріали поставляють у вигляді плит товщиною 20-100 мм різних розмірів, а також у вигляді формованих виробів.

Крім того, теплоізоляційні матеріали з пінополіуретану часто виробляють і використовують безпосередньо на будівельному майданчику методом наплення або заливки рідких компонентів, які протягом декількох секунд полімеризуються, перетворюючись у жорсткі теплоізоляційні матеріали. Ці матеріали мають об'ємну вагу не більше 150 кг/м^3 і коефіцієнт теплопровідності не більше $0,05 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Якість теплоізоляції, яка є найважливішим параметром енергоефективності будинку, визначається коефіцієнтом теплопередачі огорожувачих конструкцій. Його величина має бути в межах від 0,3 до 0,2 $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ і значною мірою залежить від теплопровідних властивостей матеріалів і товщини шарів конструкції. Необхідний термічний опір огороження можна забезпечити збільшенням товщини основного (несучого) шару або улаштуванням додаткової теплоізоляції.

Порівняльні розрахунки товщини шарів конструкції зовнішніх огорожень, здійснені на стадії проектування при умові забезпечення потрібної величини термічного опору, переконливо свідчать про переваги конструкцій з включенням теплоізоляційних шарів. Крім того, застосування теплоізоляторів обумовлює зменшення маси огорожень і виключає необхідність посилення елементів конструкції будівлі.

В умовах реконструкції будівлі збільшення товщини шарів огороження неможливе або пов'язане зі значними витратами трудових, матеріальних і фінансових ресурсів. Тому утеплення існуючих огорожувачих конструкцій при реконструкції виконують нанесенням на поверхню огорожень додаткового шару ізоляції. У [41] порівнянням техніко-економічних показників двох варіантів виконання стіни проілюстровано економічну ефективність застосування сучасних утеплювачів. За першим варіантом необхідний термічний опір стіни забезпечує тільки шар цегли, за другим – шар цегли і теплоізоляція. Наведені у табл. 4.1 результати обчислень кошторисної вартості обсягів робіт свідчать, що трудомісткість першого варіанта у 2,7 рази, а вартість приблизно у 2 рази вище показників другого варіанта. Розрахунки, здійснені за іншими конструктивними схемами, також показали суттєву економію матеріальних ресурсів при використанні теплоізоляції.

Таблиця 4.1 – Приведені витрати на виконання робіт з улаштування цегляних стін площею 1 м² [43]

№ п/п	Найменування робіт	Трудовітність, чол.год.	Кошторисна вартість, грн.
1 варіант. Суцільна цегляна кладка зі звичайної глиняної цегли			
1.1	Цегляна кладка товщиною 1680 мм	9,5	152
1.2	Штукатурка внутрішньої поверхні вапняно-піщаним розчином товщиною 20 мм	1,02	3,5
	Разом	10,52	155,5
2 варіант. Цегляна кладка з улаштуванням теплової ізоляції з пінополіуретану			
2.1	Цегляна кладка товщиною 510 мм	2,9	46,1
2.2	Улаштування теплоізоляції товщиною 50 мм	1,1	33
	Разом	4,0	79,1

При виборі параметрів теплоізоляційного шару постає складне питання визначення економічно доцільного рівня теплозахисту будинку. Для його вирішення існують різні методики, в основу яких покладено визначення величини приведених витрат. Методика вибору оптимального рішення полягає у наступному.

Для системи (об'єкта), що розглядається, визначають основні параметри, відповідно до яких підбирають складові елементи й встановлюють величини приведених витрат. Варіюючи величиною основних параметрів, отримують ряд значень приведених витрат для варіантів систем. До реалізації приймають варіант, для якого приведені витрати мінімальні.

Таким чином, головною характеристикою, що визначає ефективність конструктивного або технічного рішення з економічної точки зору, є величина приведених витрат. При цьому можуть визначатись різні за своєю формою приведені витрати: економічні, енергетичні, ексергетичні.

У [44] наведена формула для визначення товщини шару утеплювача з урахуванням теплотехнічної неоднорідності конструкції, яка є результатом термoeкономічної оптимізації опору теплопередачі зовнішніх огорожуючих конструкцій.

$$\delta_y = \lambda_y \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{r}} \cdot \sqrt{\frac{u_T \cdot 3600 \cdot \tau_T \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot (t_B - t_H^{CPO}) \cdot \left(\left(1 - \frac{T_{OC}^{CPO}}{T_B} \right) + \left(\frac{T_{OC}^{CPO}}{T_B} - \frac{2 \cdot T_{OC}^{CPO}}{T_{II} + T_O} \right) \right)}{(k_{H.OGP} + k_{P.OGP} + k_{PEM.OGP}) \cdot B_{OGP}} + \dots} \right. \\ \left. \dots \frac{+ (k_{H.CO} + k_{P.CO} + k_{PEM.CO}) \cdot (B_{CO} \cdot (t_B - t_{OC}^{\min}) \cdot \beta_1 \cdot \beta_2)}{(\sum R_O - R_y)} \right], \quad (4.1)$$

де R_y – опір теплопередачі шару утеплювача, м²⁰С/Вт; t_{CTO} – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С; t_{CO} – температура зовнішнього повітря для проектування системи опалення, °С; λ_y – коефіцієнт теплопровідності утеплювача; r – коефіцієнт теплотехнічної однорідності; u_T – тариф

теплоносія; τ_r – тривалість роботи обладнання за рік, год.; β_1 – коефіцієнт урахування додаткового теплового потоку встановлених опалювальних приладів за рахунок округлення площі поверхні опалювального приладу понад розрахункової величини; β_2 – коефіцієнт урахування додаткових втрат теплоти підігрівальними приладами, встановленими біля зовнішніх огорожень; t_B – температура повітря у приміщенні; T_{II} – температура у подавальній магістралі системи опалення; T_O – температура у зворотній магістралі системи опалення; R_O – опір теплопередачі поверхні багатошарової огорожуючої конструкції; k_H – нормативний коефіцієнт відрахувань від вартості обладнання; k_P – нормативний коефіцієнт відрахувань на реновацію; k_{PEM} – нормативний коефіцієнт відрахувань на ремонт.

У практиці проектування зовнішніх огорожень при нормуванні опору теплопередачі для конструктивних елементів будівлі термічний опір шару теплової ізоляції визначають як різницю нормативного і фактичного опорів теплопередачі.

У табл. 4.2 подані здійснені у [41] результати порівняльних розрахунків необхідної товщини теплоізоляції для різних варіантів виконання несучого шару огороження. Обчислення проведені для умов використання декількох ізоляційних матеріалів і на підставі існуючих на той час нормативних рекомендацій щодо величини термічного опору теплопередачі огорожень. Наведені дані ілюструють широкі можливості вибором матеріалів з відповідними теплофізичними властивостями впливати на параметри конструкції зовнішніх огорожень, забезпечуючи необхідний рівень як термічного опору огороження, так й механічної міцності.

Існує суттєва різниця між зовнішньою і внутрішньою теплоізоляцією. У кожному конкретному випадку вибір того чи іншого способу теплоізоляції конструкції вирішується окремо. Хоча у разі розміщення теплової ізоляції на зовнішній поверхні стіни матеріал огорожуючих конструкцій практично не зазнає впливу температурних коливань і старіння матеріалу стіни від впливу температурних змін протікає значно повільніше. Крім того, така конструкція стіни дозволяє вільний рух надлишків водяної пари.

Технологію улаштування теплової ізоляції вертикальних огорожень, а також підлог, перекриттів описано, наприклад, у [41].

Таблиця 4.2 – Визначення типу і товщини теплоізоляційного шару залежно від існуючих огорожуючих конструкцій

№ п/п	Матеріал огорожуючих конструкцій	Товщина шару теплоізоляції, мм, та її типи		
		волокнисті («Урса», «Роквол», скловата, мінвата)	полістирольні (вспінені, екстрадировані)	пінополіуретани
1	2	3	4	5
Стіни				
1	Кладка із глиняної цегли:			
	товщиною 900 мм	120	78	37
	товщиною 770 мм	150	88	44
	товщиною 640 мм	160	100	50
	товщиною 510 мм	180	110	56
	товщиною 380 мм	210	125	63
	товщиною 250 мм	250	150	69
	товщиною 120 мм	300	200	76
2	Кладка із силікатної цегли:			
	товщиною 640 мм	180	115	60
	товщиною 510 мм	200	125	65
	товщиною 380 мм	225	140	70
	товщиною 250 мм	280	160	79
	товщиною 120 мм	320	210	90
3	Кладка із керамзитобетонних блоків:			
	товщиною 390 мм	150	100	50
	товщиною 190 мм	200	130	65
4	Кладка із шлакобетонних блоків:			
	товщиною 390 мм	175	115	55
	товщиною 190 мм	220	150	69
Перекрыття				
1	Дерев'яні по балкам з підшивкою, горищні (підвальні)	260	160	70
	Те ж саме, між поверхами	170	110	50
2	Монолітні залізобетонні, горищні (підвальні)	265	165	171
	Те ж саме, між поверхами	190	120	51

Помітний резерв зниження втрат теплоти будівлями полягає у підвищенні опору теплопередачі вікон. Це досягається, наприклад, встановленням рам з двошаровим теплозахисним склом, різноманітних конструкцій скло пакетів, що дозволяє забезпечувати опір теплопередачі на

рівні 0,4-0,6 м²·К/Вт. Дослідження показують, що конструктивні рішення вікон можуть сприяти досягненню термічного опору теплопередачі, рівного 1,8-2,0 м²·К/Вт [42].

Перелік заходів для утеплення огорожуючих конструкцій та їх ефективність наведені у табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Заходи з утеплення огорожуючих конструкцій

Назва заходу	Вартість, у.о./м ²	Збереження енергії, %
Усунення перетічок холодного повітря за рахунок простого утеплення вікон і дверей	<1	10
Потрійне засклення або натяжка поліетиленової плівки на рами	3	5-10
Спеціальні штори на вікна	15	15-20
Утеплення горища і додаткова ізоляція товщиною 100-150 мм	20-30	4-7
Утеплення ділянки стіни за радіатором	Мінімальна	2-3

Ще одним важливим резервом підвищення енергоефективності будівель є зменшення витрат теплоти на нагрів вентиляційного повітря. Потенціал енергозбереження для систем природно-механічної вентиляції коливається у межах 10-15% (з утилізацією тепла 20-25%) від загальних витрат тепла на нагрівання повітря [42].

4.3. Визначення витрат гріючого теплоносія через теплообмінники гарячого водопостачання в умовах зміни розрахункового опалювального навантаження

Зменшення витрат теплоти в оточуюче середовище через огорожуючі конструкції «утеплених» споруд обумовлює зниження не тільки рівня теплоспоживання будівлями, але й величини витрат гріючого теплоносія і, як наслідок, витрат, що пов'язані з його транспортуванням (потужність насоса для водяних теплових мереж, витрати електроенергії, металоємність трубопроводів внаслідок переходу на менші діаметри тощо). Зміну вартості вказаних показників ефективності роботи системи теплозабезпечення необхідно враховувати при визначенні загального економічного ефекту впровадження додаткової теплової ізоляції будинків.

Для приведення теплового навантаження споруди, що знаходиться в експлуатації, до «нового», зниженого рівня можливі два способи: реконструкція системи опалення будівлі зі зменшенням загальної площі поверхні опалювальних приладів; зменшення температури теплоносія в системі опалення зміною коефіцієнта змішування в елеваторному вузлі, тобто збільшенням об'єму підмішаного теплоносія зі зворотного трубопроводу.

Перший варіант є економічно доцільним коли проводять комплексну реконструкцію житлової групи, у масштабах же одного або декількох будівель

найбільш доцільним є другий варіант. При використанні паралельних схем приєднання водопідігрівних установок, які реалізують так звану, незв'язану подачу теплоти, зниження температури теплоносія на абонентських вводах, а отже, і на виході опалювальних комплексів будівель не позначається на умовах роботи теплообмінних апаратів гарячого водопостачання.

При зв'язаній подачі теплоти, яка реалізується застосуванням двоступінчастих схем приєднання теплообмінних апаратів гарячого водопостачання, зменшення температури на виході опалювальних комплексів будівель мікрорайону, а отже і температури гріючого теплоносія на вході першого ступеня водопідігрівної установки, обумовлює зниження теплової продуктивності теплообмінних апаратів першого ступеня. При умові забезпечення якості гарячого водопостачання це веде до необхідності підвищення теплової продуктивності підігрівників другого ступеня. А це можливо тільки при збільшенні витрат гріючого теплоносія через теплообмінні апарати, що зменшує ефект економії витрат мережної води, обумовлений утепленням будівель. Крім того, вибір схеми приєднання теплообмінних апаратів до теплових мереж, при якій забезпечуються оптимальні умови роботи підігрівної установки гарячого водопостачання, визначається співвідношенням максимальних теплових навантажень гарячого водопостачання й опалення ($\rho_{max} = Q_{h\ max}/Q_{o\ max}$). Тому зміна розрахункового опалювального навантаження при додатковому утепленні будівель в умовах двоступінчастих схем приєднання теплообмінників гарячого водопостачання може приводити до відхилення умов роботи від оптимальних і зниження техніко-економічних показників роботи установки. Перехід на схему приєднання теплообмінників, яка б відповідала новому значенню співвідношення теплових навантажень гарячого водопостачання і опалення, дозволила би уникнути втрат. Але в умовах централізованого гарячого водопостачання будівель мікрорайону реконструкція водопідігрівної установки, що обслуговує групу будівель, скоріш за все доцільна після завершення достатньо тривалого процесу утеплення більшості будівель цієї групи. Зниження ефекту додаткового теплозахисту зовнішніх огорожень будинків за такий період необхідно враховувати при проведенні оцінок економічної ефективності енергозберігаючих заходів.

Взаємовплив режимних показників теплообмінників підігрівної установки гарячого водопостачання при двоступінчастій послідовній схемі і характеристик системи опалення будівель можна проаналізувати на підставі рівнянь (3.69-а), (3.70-а). Прийняття в них $\psi_1=1$ і $\psi_2=0$ дозволяє відокремити ефект впливу зміни розрахункового опалювального навантаження від впливу теплових втрат теплопроводами мікрорайонних мереж.

Для підтвердження можливості використання запропонованих рівнянь при відмінних від одиниці значеннях коефіцієнта $\mu = Q_{on}/Q_o$ результати розрахунків співставлені з даними роботи [38], у якій проаналізовано зміну витрат мережної води при збільшенні опалювального навантаження над проектним значенням у 1,13 і 1,26 рази. Проектні витрати теплоти та інші показники подані у табл. 4.4. У табл. 4.5 наведено температурний графік теплових мереж. Порівняння результатів обчислень витрат мережної води

залежно від температури зовнішнього повітря, здійснене на рис. 4.1, показало задовільну точність розрахунків у діапазоні можливих температур зовнішнього повітря. Максимальна розбіжність даних, яка спостерігається при температурах повітря, близьких до температури у точці «вилому» графіка температур, становить приблизно 4%.

Таблиця 4.4 – Показники проектного варіанта тепlopостачання району забудови [38]

Показник	Позначення	Одиниця виміру	Величина
Максимальні витрати теплоти:			
- на опалення	$Q_{o\ max}$	МВт	3,68
- на гаряче водопостачання	$Q_{h\ max}$	МВт	2,32
Температура:			
- внутрішнього повітря у приміщеннях	t_6	°C	20
- води, що нагрівається на вході водопідігрівної установки	t_x	°C	5
- гарячої води	t_z	°C	60
Параметр системи опалення	Φ_o	кВт/К	79
Параметр теплообмінників першого ступеня водопідігрівної установки при температурі зовнішнього повітря у точці «вилому» графіка температур	Φ_{Ip}	-	1,4

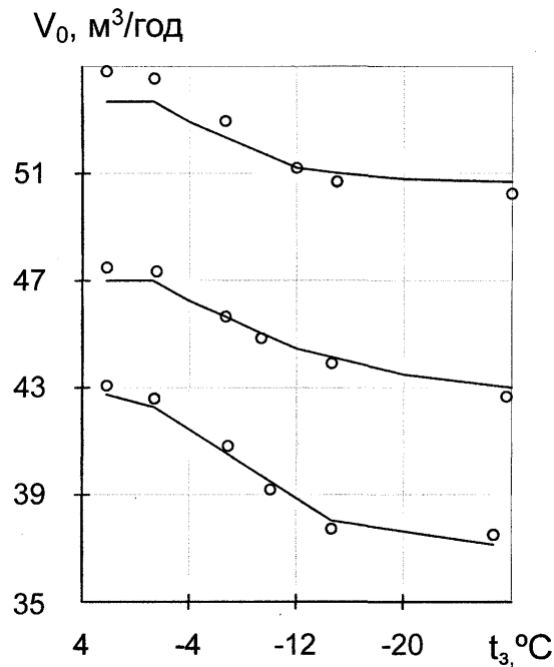


Рис. 4.1 – Витрати мережної води через тепловий пункт при двоступінчатій послідовній схемі приєднання водопідігрівної установки:

° – результати обчислень за формулами (3.69а), (3.70а); _____ - дані [38]; 1 – при перевищенні розрахункового опалювального навантаження у 1,26 рази; 2 – у 1,13 рази; 3 – при розрахунковому опалювальному навантаженні

Таблиця 4.5 – Температурний графік теплових мереж [38]

Температура зовнішнього повітря, °C	-26	-20	-15	-10	-5	0	2,5
Температура води у подавальному трубопроводі теплових мереж, °C	150	141	125	111	100	90	83

Для вихідних даних, наведених у табл. 4.4, 4.5, обчислені витрати мережної води при зменшенні розрахункового опалювального навантаження. Зниження максимальних витрат теплоти на опалення у порівнянні з рівнем теплоспоживання будівель до їх утеплення становить 10-50% ($0,5 \leq \mu \leq 0,9$). Обчислення здійснені для двох значень співвідношення теплових навантажень гарячого водопостачання й опалення $\rho=0,315$ і $\rho=0,6$.

Зміна витрат мережної води для вказаних значень теплових навантажень від температури зовнішнього повітря при зниженні опалювального навантаження на 10% ($\mu=0,9$) показана на рис. 4.2. Для вказаного випадку, так саме як й при інших розглянутих значеннях коефіцієнта μ , витрати гріючого теплоносія через тепловий пункт збільшується при зростанні зовнішніх температур. Максимальне значення витрат має місце при температурі зовнішнього повітря у точці «вилому» графіка температур. На рис. 4.3 наведена залежність витрат мережної води від величини коефіцієнта зниження опалювального навантаження. Результати обчислень подані у вигляді відношення витрат води при поточному значенні коефіцієнта μ до витрат води для варіанта до утеплення будівель ($\mu=1$). Для порівняння на графіках показана лінія зміни відносних витрат теплоносія для опалення будівель при відсутності впливу системи гарячого водопостачання на режимні показники системи опалення. Вказана лінія побудована за наведеною у [44] формулою, що описує зміну витрат теплоносія при зміні витрат теплоти на опалення за умов сталої температури теплоносія у подавальному трубопроводі теплових мереж. Для прийнятих у другому розділі позначень формула має вигляд

$$\beta = \frac{W_o}{W_{op}} = \frac{\mu}{1 + \frac{\Delta t_{np}^p (1 - \mu^{0,8})}{\Delta \tau_c^p - 0,5 \theta^p}} \quad (4.2)$$

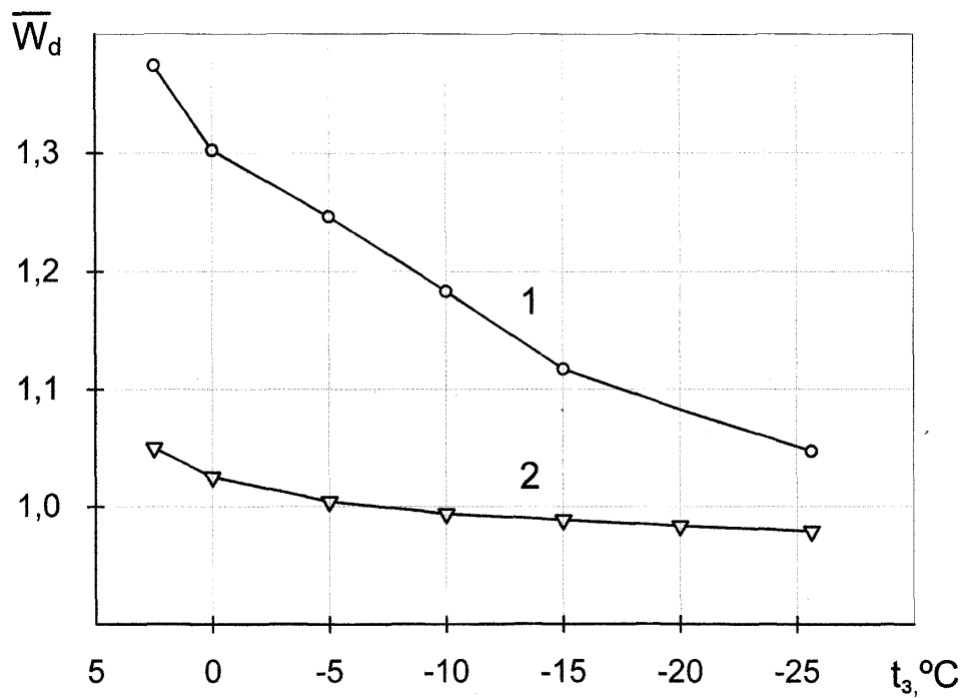


Рис. 4.2 – Зміна витрат мережної води через тепловий пункт при $\mu=0,9$:
1 – $\rho=0,6$; 2 – $\rho=0,315$

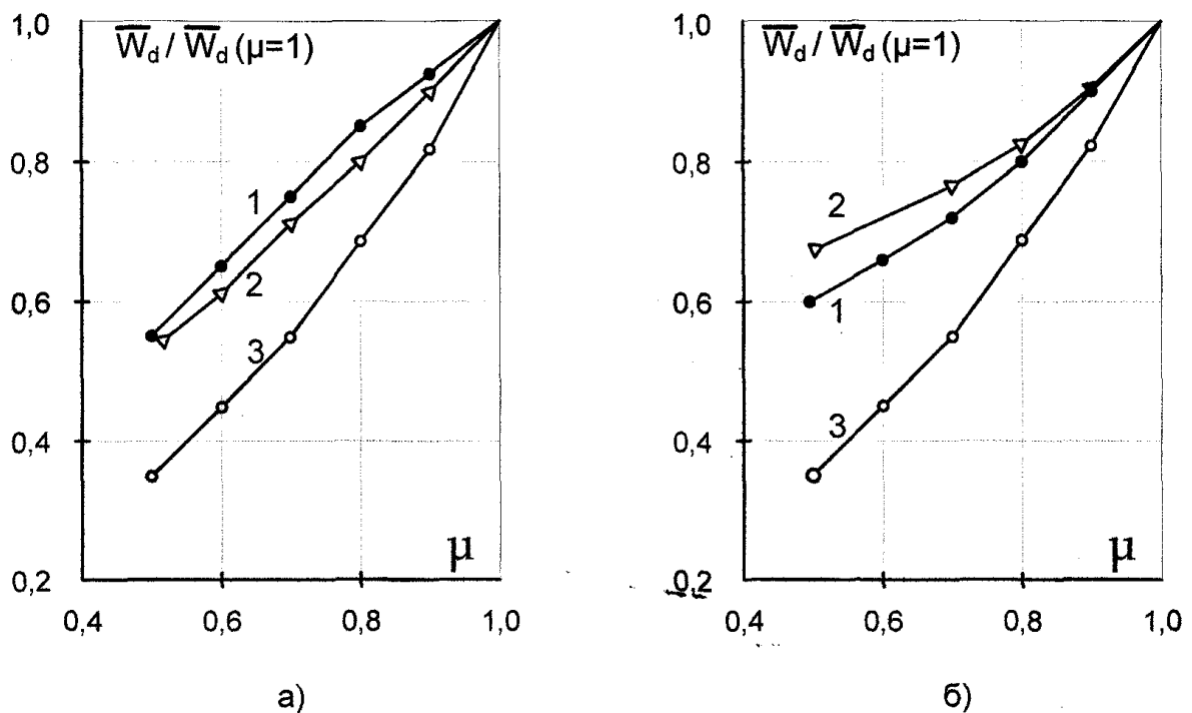


Рис. 4.3 – Зниження витрат мережної води: а – $\rho=0,315$; б – $\rho=0,6$; 1 – при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря; 2 – при температурі зовнішнього повітря у точці «вилому»; 3 – без врахування умов роботи водопровідної установки

Відмінність між лінією, яка враховує взаємний вплив умов роботи систем опалення і гарячого водопостачання, і лінією, що побудована за формулою (4.2), становить приблизно від 9 до 35% при співвідношенні теплових навантажень $\rho=0,315$ і від 10 до 41% при $\rho=0,6$. Для обох випадків характерна тенденція росту відмінності при зменшенні коефіцієнта μ . Це пояснюється тим, що зниження опалювального навантаження шляхом додаткової теплоізоляції будівель при незмінному тепловому навантаженні гарячого водопостачання веде до виходу фактичного значення співвідношення теплових навантажень $\rho=Q_h/Q_o$ за межі оптимальних значень для даної схеми приєднання теплообмінних апаратів водопідігрівної установки до теплових мереж. Так, наприклад, при $\mu=0,5$ діапазон фактичних значень співвідношень ρ для розглянутої послідовної двоступінчастої схеми зміщується в область значень $\rho>0,6$, які є оптимальними для двоступінчастої змішаної, а при $\rho>1$ – для одноступінчастої паралельної схеми приєднання. Як шляхи виходу з такої ситуації можливі перемонтаж водопідігрівної установки відповідно до нових умов або перехід на новий температурний графік регулювання відпуску теплоти. Перший варіант, скоріш за все, можливий при утепленні всіх приєднаних до центрального теплового пункту будівель, другий – при зміні умов теплоспоживання всіх мікрорайонів, що входять до району обслуговування джерела теплоти.

Для оцінки впливу умов роботи теплообмінних апаратів гарячого водопостачання для установок з двоступінчастою змішаною схемою приєднання на ефективність додаткової теплоізоляції будівель можна скористатись рівняннями (3.50)÷(3.53), прийнявши, що втрати теплоти трубопроводами мікрорайонної опалювальної мережі відсутні ($\psi_1=1$, $\psi_2=0$, $\tau_4=\tau_1$).

Температури гріючого теплоносія і води у характерних точках схеми і тепла продуктивність теплообмінників ступенів водопідігрівної установки обчислені за наведеними у табл. 3.6 формулами. Відносні витрати теплоносія через підігрівники першого ступеня водопідігрівної установки дорівнюють сумі витрат, що забезпечують роботу апаратів другого ступеня, і витрат для опалювальних комплексів будівель

$$\overline{W}_1 = \overline{W}_2 + \beta, \quad (4.3)$$

де $\beta=W_{он}/W_{ор}$; $W_{он}$, $W_{ор}$ – розрахункові теплові еквіваленти витрат теплоносія на опалення після і до утеплення будівель.

Як вихідні дані для проведення обчислень режимних показників водопідігрівної установки прийняті використані при перевірці запропонованих формул (3.50)÷(3.53) характеристики системи тепlopостачання і теплообмінників підігрівної установки гарячого водопостачання. Обчислення для різних значень коефіцієнта зниження опалювального навантаження μ здійснені для одного й того ж закону зміни температури теплоносія у подавальному трубопроводі теплових мереж (табл. 3.7). Результати варіантних розрахунків режимних показників водопідігрівної установки наведені на рис. 4.4-4.8.

При розглянутому способі приведення рівня теплоспоживання утеплених будівель у відповідність до нових значень втрат теплоти приміщеннями зміною коефіцієнта змішування на вводах до опалювальних комплексів (рис. 4.4) має місце, як це видно з рис. 4.5, суттєве, у порівнянні з режимами до утеплення, зниження температури мережної води на виході з системи опалення (приблизно 11°C при температурі зовнішнього повітря у точці «вилому» графіка температур і майже 33°C при розрахунковій для опалення зовнішній температурі). Характерна зміна температур гріючого теплоносія і води, що нагрівається, у характерних точках двоступінчастої змішаної схеми приєднання теплообмінників гарячого водопостачання при різних рівнях ефективності «утеплення» огорожуючі конструкцій будівель залежно від температури зовнішнього повітря показана на рис. 4.6, з якого видно, що зниження температури гріючої води перед входом до теплообмінних апаратів першого ступеня підігрівної установки становить приблизно $15\text{--}20^{\circ}\text{C}$ залежно від температури зовнішнього повітря і рівня ефективності утеплення будівельних конструкцій споруди.

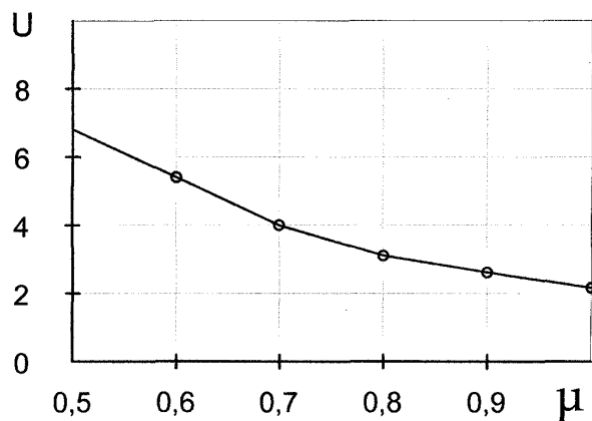


Рис. 4.4 – Коефіцієнт змішування на елеваторних вводах «утеплених» будівель

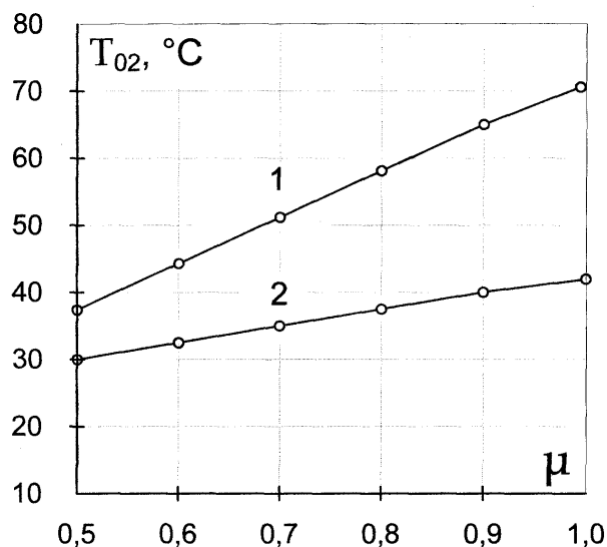


Рис. 4.5 – Температура теплоносія у зворотному трубопроводі системи опалення «утеплених» будівель: 1 – при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря; 2 – при температурі повітря у точці «вилому» температурного графіка

Враховуючи той факт, що теплова потужність підігрівників першого ступеня двоступінчастих схем приєднання не регулюється [10, 14], зниження продуктивності теплообмінних апаратів першого ступеня, майже вдвічі внаслідок зменшення температури гріючого теплоносія на вході, обумовлює необхідність приблизно у 1,5 рази підвищувати продуктивність підігрівників другого ступеня (рис. 4.7).

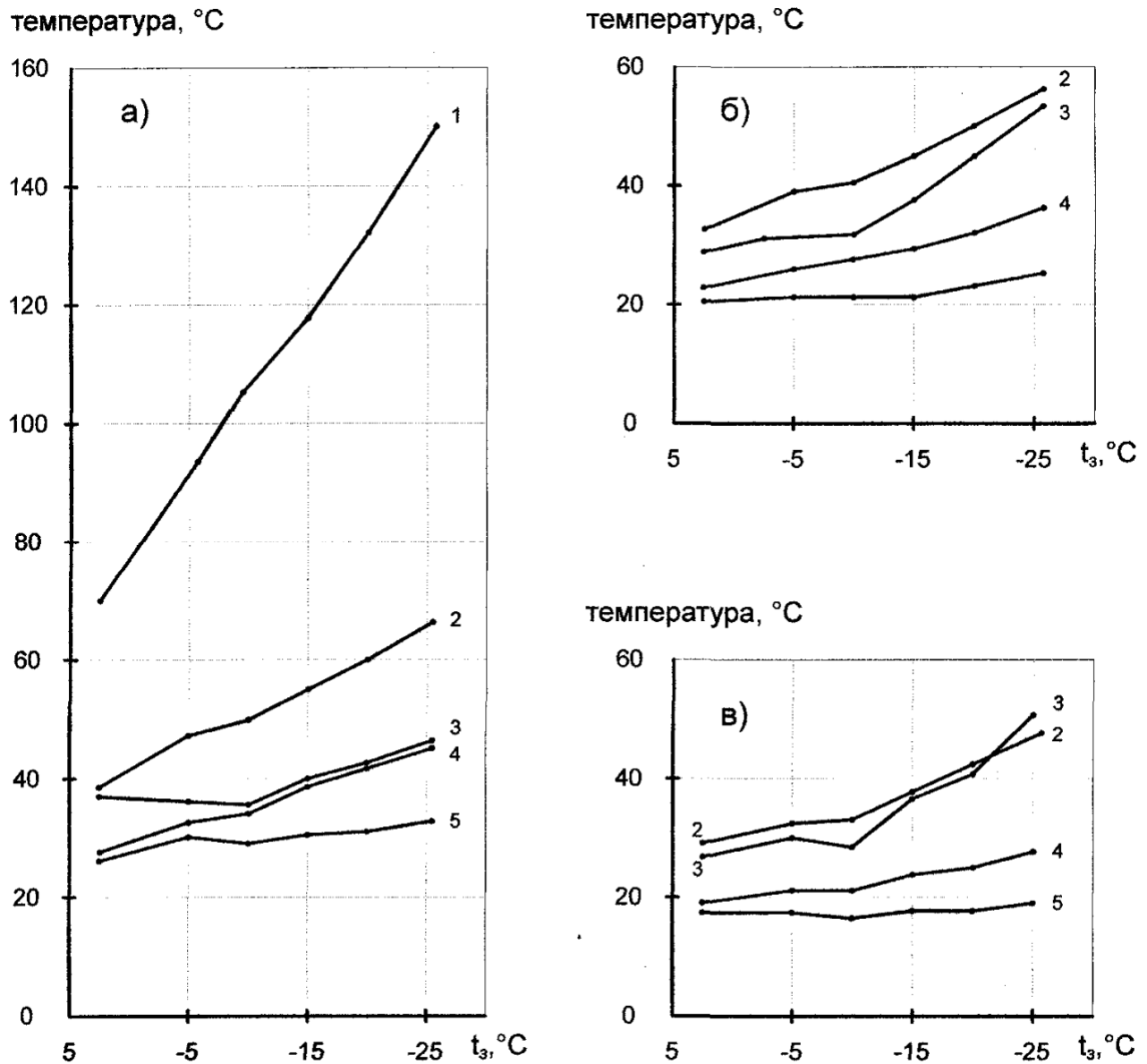
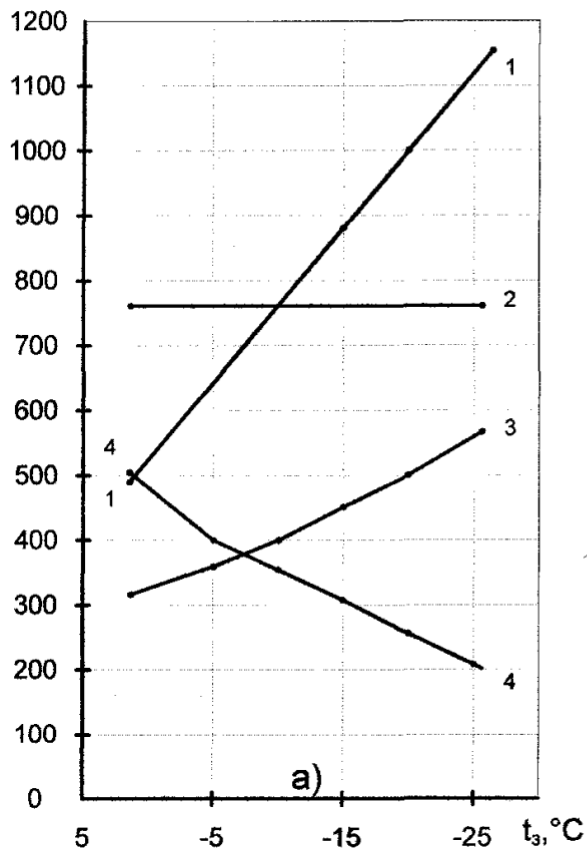


Рис. 4.6 – Температура у характерних точках двоступінчастої змішаної схеми приєднання підігрівників гарячого водопостачання: при $\rho=0,6$ а – при $\mu=1$; б – при $\mu=0,8$; в – при $\mu=0,6$; 1 – теплоносій у подавальному трубопроводі теплових мереж; 2 – теплоносій на вході до першого ступеня; 3, 5 – теплоносій на виході з другого і першого ступеня, відповідно; 4 – вода після теплообмінників першого ступеня установки

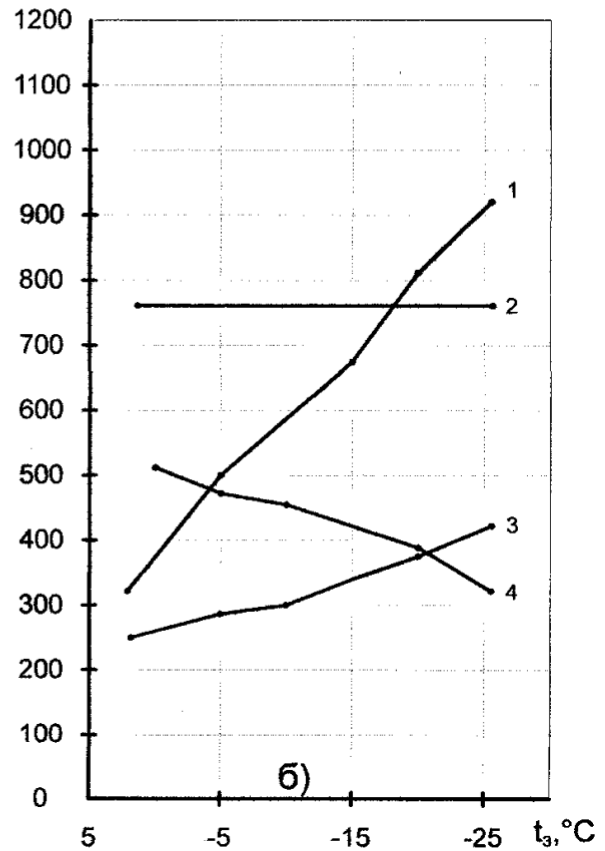
При прийнятому для водяних теплових мереж способі регулювання відпуску теплоти корегування режимів роботи теплообмінників другого ступеня водопідігрівної установки здійснюється зміною витрат гріючого теплоносія. Для розглянутого випадку зростання витрат мережної води через другий

ступінь становить приблизно до 10% у точці «вилому» графіка температур і до 25% при розрахунковій для опалення температурі зовнішнього повітря (рис. 4.8).

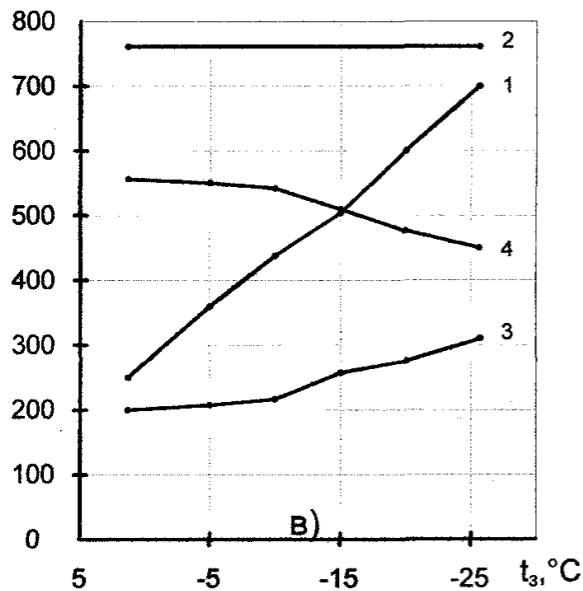
Витрати теплоти, кВт



Витрати теплоти, кВт



Витрати теплоти, кВт



Витрати теплоти, кВт

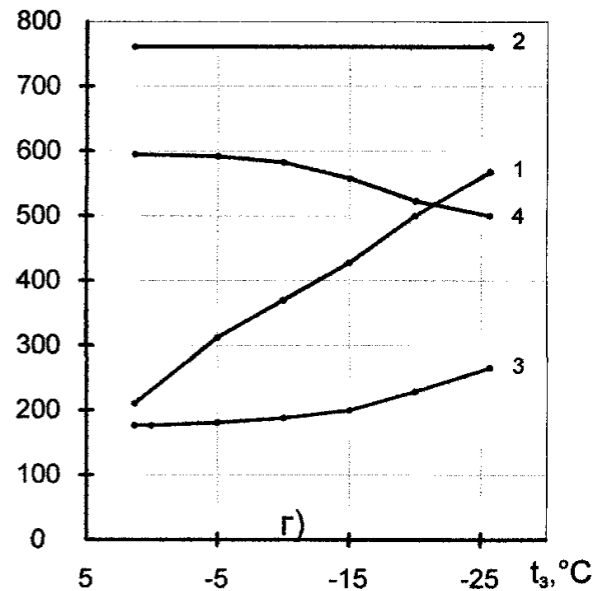


Рис. 4.7 – Зміна витрат теплоти залежно від температури зовнішнього повітря: а – $\mu=1$; б – $\mu=0,8$; в – $\mu=0,6$; г – $\mu=0,5$; 1 – для опалення; 2 – сумарні на гаряче водопостачання; 3, 4 – теплова продуктивність теплообмінників першого і другого ступенів підігрівної установки гарячого водопостачання

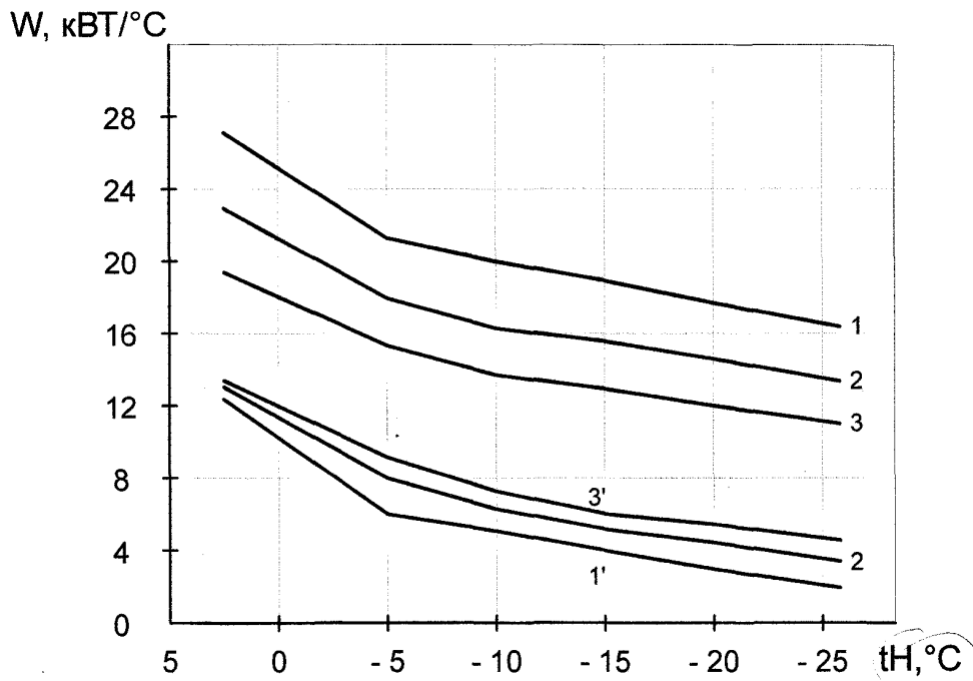


Рис. 4.8 – Зміна витрат мережної води залежно від температури зовнішнього повітря: 1, 1' – $\mu=1$; 2, 2' – $\mu=0,8$; 3, 3' – $\mu=0,6$; 1...3 – тепловий еквівалент витрат через перший ступінь підігрівної установки; 1'...3' – другий ступінь

Сумарні витрати гріючого теплоносія через центральний тепловий пункт, визначені згідно з формулою (4.3), через зменшення витрат теплоносія на опалення мають тенденцію до зниження. Рівень зменшення цих витрат залежить від температури зовнішнього повітря і значення коефіцієнта μ . Для розглянутого співвідношення теплових навантажень гарячого водопостачання й опалення економія витрат мережної води через тепловий пункт становить приблизно 27-35% залежно від температури зовнішнього повітря.

Співставлення витрат теплоносія для двоступінчастої послідовної і двоступінчастої змішаної схем при однаковому співвідношенні теплових навантажень ρ (рис. 4.9), свідчить про якісне співпадіння результатів розрахунків при кількісній розбіжності приблизно 4%.

Таким чином, для найбільш поширених у мікрорайонних системах теплопостачання двоступінчастих схем приєднання підігрівників гарячого водопостачання і має місце зниження ефекту економії витрат гріючого теплоносія приблизно однакового рівня як для змішаної, так і для послідовної схем. Це погіршення економічного ефекту обумовлене взаємним впливом умов роботи систем опалення й гарячого водопостачання і має бути врахованим при вирішенні тактичних питань реалізації енергозберігаючих заходів у житлових мікрорайонах.

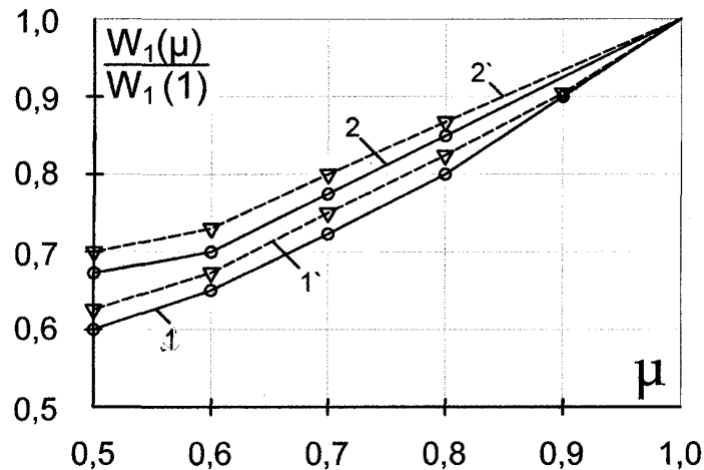


Рис. 4.9 – Зниження витрат гріючого теплоносія через перший ступінь водопідігрівної установки при зменшенні розрахункового опалювального навантаження: 1, 1' – при температурі зовнішнього повітря у точці «вилому» графіка температур; 2, 2' – при $\overline{Q_o} = 1$; 1, 2 – двоступінчаста послідовна схема приєднання; 1', 2' – двоступінчаста змішана схема

Висновки

Розроблено методику визначення витрат гріючого теплоносія через теплообмінні апарати гарячого водопостачання в умовах зменшення розрахункового опалювального навантаження при додатковому «утепленні» огорожуючих конструкцій функціонуючих будівель.

Результати обчислень показали, що для зв'язаної подачі теплоти та забезпеченні нового, більш низького рівня тепло споживання будівлями зменшенням температури теплоносія на вводах до системи опалення ефективність застосування додаткової теплоізоляції огорожень споруд помітно залежить від умов роботи підігрівної установки гарячого водопостачання.

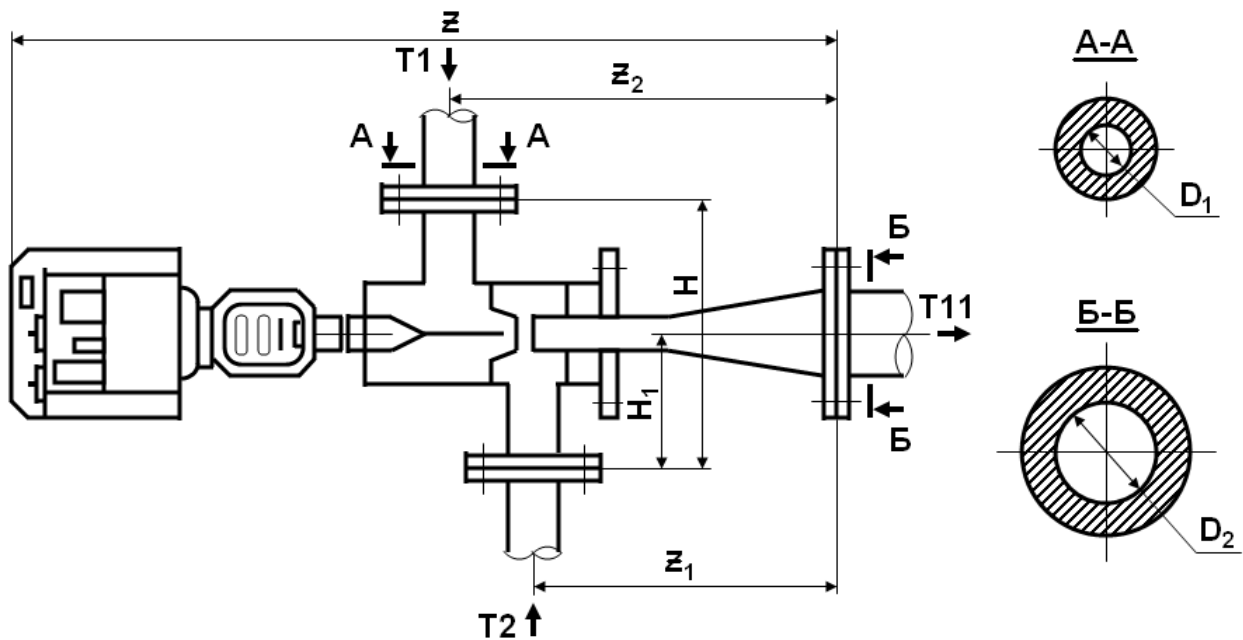
Встановлено, що зниження економічного ефекту від додаткового „утеплення” функціонуючих будівель обумовлене необхідністю збільшення витрат гріючого теплоносія через теплообмінники другого ступеня підігрівної установки гарячого водопостачання.

Погіршення ефекту зменшення витрат гріючого теплоносія може досягати приблизно 30% величини економії витрат теплоносія на опалення, характерної для незв'язаної подачі теплоти.

Додатки

Додаток А

Загальний вигляд і конструктивні показники елеватора „Електроніка Р-1М1”



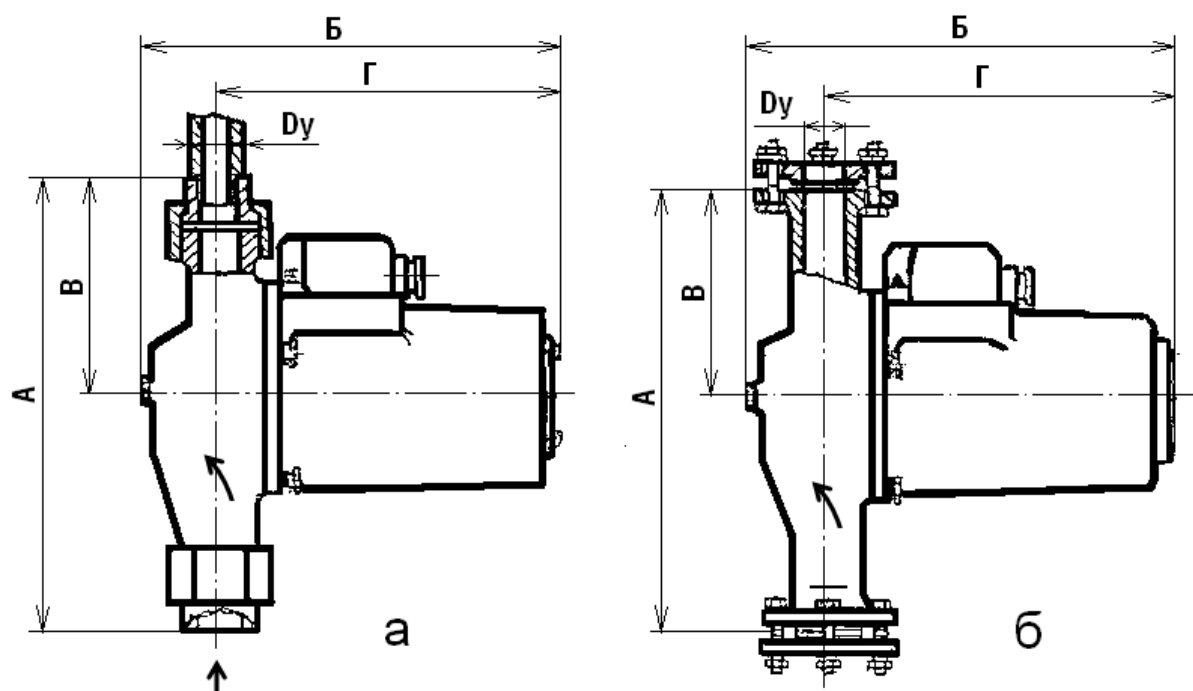
T1 – з подавального трубопроводу теплових мереж;

T2 – зі зворотного трубопроводу системи опалення;

T11 – до подавального трубопроводу системи опалення

Означення	Z, мм	Z ₁ , мм	Z ₂ , мм	H, мм	H ₁ , мм	D ₁ , мм	D ₂ , мм
-01	965	335	410	240	110	40	50
-02	1135	335	530	285	155	40	50
-03	1135	490	580	285	155	50	80
-04	1135	540	655	325	175	50	80
-05	1135	540	655	325	175	50	80
-06	1230	540	655	325	175	80	105
-07	1230	540	655	325	175	80	105

Загальний вигляд і технічні дані електронасосів ЦВЦ
(при частоті обертання насоса 3000 об./хв.)



б – типи ЦВЦ 16-6,7; ЦВЦ 25-9,2; а - інші

Марка насоса	Діаметр робочого колеса, мм	Подача, м ³ /год	Напір, м	ККД насоса, %	Потрібна міцність, кВт	Розміри, мм					Маса, кг
						D, мм	A	Б	В	Г	
ЦВЦ 2,5-2	52	2,5	2	17	0,11	25	281	252	136	203	8
ЦВЦ 4-2,8	57	4	2,8	20	0,18	32	305	285	153	232	10
ЦВЦ 6,3-3,5	67	6,3	3,5	25	0,24	40	360	287	173	231	12
ЦВЦ 10-4,7	74	10	4,7	36	0,43	40	360	301	173	238	34
ЦВЦ 16-6,7	88	16	6,7	41	0,85	50	402	379	196	299	38
ЦВЦ 25-9,2	104	25	9,2	45	1,62	70	457	395	226	322	43

Технічна характеристика водоводяних підігрівників

№ п/п	Довжина трубок	Внутрішній діаметр корпусу, мм	Кількість трубок	Площа поверхні теплообміну однієї секції, м ²	Площа перерізу, м ²		Еквівалентний діаметр міжтрубного простору, м
					трубок	міжтрубного простору	
01	2000	50	5	0,37	0,00062	0,00116	0,0129
02	4000			0,75			
03	2000	69	7	0,65	0,00108	0,00233	0,0164
04	4000			1,31			
05	2000	82	12	1,11	0,00185	0,00287	0,0133
06	4000			2,24			
07	2000	106	19	1,76	0,00293	0,005	0,0155
08	4000			3,54			
09	2000	158	37	3,4	0,0057	0,0122	0,0207
10	4000			6,9			
11	2000	207	64	5,89	0,00985	0,02079	0,0215
12	4000			12			
13	2000	259	109	10	0,01679	0,03077	0,0195
14	4000			20,3			
15	2000	309	151	13,8	0,02325	0,04464	0,0208
16	4000			28			
17	2000	359	216	19,8	0,03325	0,0578	-
18	4000			40,1			
19	2000	408	283	25,8	0,04356	0,0719	-
20	4000			52,5			
21	2000	512	450	41	0,06927	0,1154	-
22	4000			83,4			

Примітка: робочий тиск – 1 МПа, температура гріючої води – 150°C

Орієнтовні розрахункові значення термічного опору забруднень
на пластинах пластинчастих теплообмінників [23]

Робоче середовище	Термічний опір, м ² ·К/Вт
Вода:	
- технічна	0,00023
- технічна, дуже забруднена	0,00055
- річна	0,00017
- водопровідна	0,00020
- жорстка	0,00025
- дистильована	0,00004
Водяна пара	0,00011

**Габаритні розміри пластинчастих теплообмінників
з товщиною пластин 0,8 мм**

Тип пластини	Номинальна площа поверхні теплообміну, м ²	Кількість пластин	Розміри, мм				Маса, кг	
			L	L ₁	L ₂	L ₃	загальна	деталей з нержавіючої сталі
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Р 0,05	0,2	6	18				41	2
	0,4	10	30				42	4
	0,6	14	42	245			43	5
	0,8	18	54				45	6
	1,0	22	66				46	7
	1,2	26	78	295			47	8
	1,4	30	90				48	9
	1,6	34	102				49	11
	1,8	38	114	345			50	12
	2,0	42	126				51	13
	3,0	62	186	395			68	19
	4,0	82	246	435			78	25
	6,0	122						
Р 0,3	Виконання 1							
	3,0	12	60	150	340	410	279	31
	5,0	20	95	185	380	450	310	51
	8,0	30	140	230	440	510	342	77
	10	36	170	260	480	550	363	92
	Виконання 2							
	12,5	44	205	295	740	800	397	112
	16	56	260	350	840	900	436	143
	20	70	320	410	950	1100	481	179
	25	86	390	480	1065	1130	527	220

(площа поверхні теплообміну може бути безпервною кратною 0,3 м² від 3 до 10 м² та від 12,5 до 25 м²)

Продовження додатку Д

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Р 0,6	Виконання 1							
	10	20	95	215	290	425	944	93
	16	30	140	260	365	495	1016	139
	25	44	205	325	470	605	1095	205
	Виконання 2							
	31,5	56	310	390	980	1100	1207	260
	40	70	385	455	1080	1200	1291	325
	63	108	590	635	1340	1460	1510	501
	80	136	745	765	1540	1660	1676	631
	100	170	925	945	1780	1900	1880	789
	160	270	1385	1690	2530	2600	2463	1179
	Виконання 3							
	200÷ 300	340÷ 504	885÷ 1310	2115÷ 3020	1650÷ 2245	3810÷ 4980	3635÷ 4700	1810÷ 2470

(площа поверхні теплообміну може бути безперервною кратною 0,6 м² від 10 до 25 м², від 31,5 до 169 м², від 200 до 300 м²)

Експлуатаційні показники пластинчастих теплообмінників,
що використовуються в системах теплопостачання

Показник	Позначення	Розмірність	Типи пластин									
			P0,05	P0,3p	P0,6p	H0,1	H1,0	PC0,5pt	PC0,25	PC0,35	PC0,5p	PC0,53
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Типи апаратів			Розбірні			Нерозбірні (зварені)			Напіврозбірні			
Робочі середовища			Вода – вода			Пара – вода – опалення			Вода – вода			
Орієнтовні швидкості у каналах	$\omega_1=\omega_2$	м/с	0,3 – 6,6	0,2 – 0,7	0,2 – 0,7	0,3 – 0,7	0,3 – 0,9	0,3 – 0,5	0,2 – 0,5	0,2 – 0,5	0,2 – 0,6	0,2 – 0,4
Орієнтовний коефіцієнт теплопередачі для вказаних діапазонів швидкості	K	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	1300 – 2600	2100 – 4200	2200 – 4300	2500 – 4000	2000-3000	3000 – 3500	2000 – 3100	1300 – 3000	1800 – 3200	1900 – 2700
Приведений коефіцієнт теплопередачі (при $N_0=1$ Вт/м ²)*	K _п	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	1900	2000	2300	2100	1800	2500	2000	1355	2000	1500

Продовження додатку Є

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Витрати середовищ на один канал (межі) масовий і об'ємний	G1	кг/с	0,28 – 0,22	0,11 – 0,69	0,19 – 1,4	0,06 – 0,42	0,33 – 2,5	0,28 – 1,9	0,11 – 0,83	0,11 – 0,83	0,38 – 2,2	0,19 – 1,4
	V1	м ³ /год	0,1 – 0,8	0,4 – 2,5	0,7 – 5,0	0,2 – 1,5	1,2 – 9,0	1,0 – 9,0	0,4 – 3,0	0,4 – 3,0	1,0 – 8,0	0,7 – 5,0
Втрати тиску на 1 хід при вказаних швидкостях	ΔP	Па	1737 – 65820	2633 – 79454	1352 – 40565	1600 – 58180	613 – 36210	610 – 37700	2006 – 84145	3963 - 160150	606 - 37800	3600 - 218800
	H	м вод. ст..	0,2 – 6,6	0,25 – 7,9	0,14 – 4,0	0,16 – 6,0	0,1 – 4,0	0,1 – 4,0	0,2 – 8,5	0,4 – 16,0	0,5 – 7,0	0,4 – 22,0

*Величина стала для даної конструкції пластин в еталонному режимі, при властивостях води при $t=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ і швидкості води $\omega_1=\omega_2$ у каналах, при яких витрати енергії на подолання гідравлічного опору каналу складають $N_0=1\text{ Вт/м}^2$

Теплоізоляційні будівельні матеріали

№ п/п	Найменування виробу	Щільність, кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·°C)	Розміри АхВхН, мм	Призначення
1	2	3	4	5	6
1	Плити теплоізоляційні ПМТБ-2	250	0,045	1200 x 930 x 40(50)	Теплоізоляція елементів конструкції будівель
2	Мати прошивні будівельні	100	0,044	2000 x 1000 x 65	Теплоізоляція і звукопоглинання
3	Картон теплоізоляційний базальтовий БТК	до 200	0,04	(300÷1200)х (300÷1200)х (2÷12)	Теплоізоляція і звукопоглинання
4	Мати теплоізоляційні базальтові БЗМ	до 200	0,038	500(1000)х 500(1000)х (30÷250)	Теплоізоляція і звукопоглинання
5	Ватин базальтовий	1 кг/м ²	0,4	1000х (1000÷3000)х 10	Теплоізоляція і звукопоглинання
6	Плити теплоізоляційні НКТМ	до 200	0,05	1200х900х 40(50)	Теплоізоляція для конструкцій будівель
7	Вироби керамоперлітові теплоізоляційні	до 300	0,07		Теплоізоляція стін
8	Плити пінополістирольні	до 25	0,039	(1000÷2000)х (500÷1000)х (15÷500)	Тепловкладиші
9	Вироби з чарункового бетону	600 (800)	0,14÷ 0,21	588х300х188	Для стін і простінків
10	Плити полівінілхлоридні	до 25	0,04	1800х900 х0,4(0,6)	Облицювання стін і підлоги
11	Панелі двохшарові	до 400	0,2÷1,4	2500х1200 х(18÷75)	Теплоізоляція внутрішніх поверхонь зовнішніх стін

Продовження додатку Ж

1	2	3	4	5	6
12	Скло теплозахисне	До 400	Тепло відбиття до 50 %	За замовленням	Скління вікон
13	Склопакети теплоізоляційні	До 400	Тепло відбиття до 30 %	За замовленням	Скління вікон
14	Вироби з бетону теплоізоляційні	До 600	0,1	За замовленням	Утеплення будівель і конструкцій
15	Вироби перлітобетонні теплоізоляційні	250÷450	0,07÷0,108	Плити 250х250х80 Цегла 230х115х65	Утеплення будівель і конструкцій
16	Корковий агломерат	100÷180	0,031÷0,038	Плити	Оздоблення стін, підлог, стелі
Теплоізоляційні вироби Paroc					
17	М'які плити та мати ІЛ	30	0,0365	1300х500х(50, 70, 75, 90, 100, 125, 150, 175) 1170х610х(42, 50, 66, 70, 90, 95, 100, 125, 150) 920х870х(100, 125, 150, 175, 200)	М'яка ізоляція зовнішніх стін з дерев'яним і металевим каркасом
18	Мат Paroc ІМ	30	0,0365	Довжина 565х(30, 50, 70, 75, 100) Довжина 870х(50, 75, 100)	М'яка ізоляція зовнішніх стін з металевим каркасом
19	Мат Paroc ІМР	30	0,0365	50, 75, 100, 125 з паперовим покриттям	М'яка ізоляція зовнішніх цегляних стін

Продовження додатку Ж

1	2	3	4	5	6
20	Плита Paroc A-IL	35	0,0335	1300x500x(30, 50, 75, 100, 125, 150, 175) 920x870x(100, 125, 150, 175) 1170x610x(100, 125, 150, 175)	М'яка ізоляція легких міжповерхових та нижніх перекриттів – стін з протипожежними і звукопоглинаючими вимогами – інших конструкцій без навантаження ізоляції
21	Плита Paroc AL Плита Paroc SE	40	0,0335	130x560x(50, 75, 100, 125, 150) 1200x600x(50, 75, 100, 125, 150)	М'яка ізоляція
22	Плита Paroc TSL	80	0,032	1200x600x(30, 50) 1800x1200x(30, 50, 70) з покриттям GF	Ізоляція стін з дерев'яним каркасом
23	Плита Paroc VUL Плита Paroc	200 140	0,033	1800x1200x13 з покриттям GF 2400x1200x20 з покриттям GF	Віпрозахисна ізоляція перекриттів Віпрозахист, у т.ч. промислових будівель з сталевим каркасом
24	Жорсткі плити Плита Paroc ELK Плита Paroc ELU Плита Paroc ELUS Плита Paroc VL Плита Paroc TL	60 90 100 115	0,034 0,032	1200x600x(30, 50, 70, 100, 120, 140, 160, 180) 1400x600x(100, 120, 140, 160, 180) 1400x600x(100, 120, 140, 145, 160, 180) 1200x600x(20, 30, 50, 70, 100, 120) 1200x600x(50, 70, 80, 120)	Для теплопротипожежного і акустичного ізолювання конструкцій: - утеплення залізобетонних панелей; - різних монолітних залізобетонних конструкцій

Продовження додатку Ж

1	2	3	4	5	6
25	Плита Paroc RAL1	90 (d≤50 мм)	0,034	1200x600(30... 180)	Для улаштування зовнішніх стін з тришаровим штукатурним покриттям
	Плита Paroc RAL2	70 (d≤50 мм)		1200x600(40... 140)	
	Плита Paroc RAL3		0,035	1200x600(50... 140)	
	Плита Paroc RAL4	100	0,034	1200x600(30... 140)	
	Плита Paroc RAL5	110	0,0345	1200x600(20... 140)	
	Плита Paroc	140	0,04	1200x200(50... 150)	
	RAL1/Lamella	170			
26	Ізоляція для дахів Плита Paroc AKL	110	0,035	1800x1200x(70, 80, 100, 120, 130, 140, 150, 160, 180)	Комбінацію плит AKL+ KKL використовують, як правило, для стандартних рішень покрівель. Комбінацію плит AKLU+KKL рекомендовано для покрівель з підвищеними вимогами за вологостійкістю
	Плита AKLU			1800x1200x (100, 120, 130, 140, 150, 160, 180)	
27	Плита KKL	230	0,0375	1800x1200x20 з покриттям GF 2400x1200x20 GF	Для утеплення та реконструкції покрівель
28	Плита KKL-BIT	230	0,0375	1800x1200x20 покриття бітумом	Для опорних шарів реконструкції покрівлі

Продовження додатку Ж

1	2	3	4	5	6
29	Плита TKL	170	0,0345	1800x1200x(20, 30, 50, 60, 70, 80, 100) з покриттям GF 1600x1200x(20, 30, 50, 60, 70, 80, 100) з покриттям GF	Для одношарового ізолювання покрівель
30 31	Плита EKL Плита EKL U	180	0,0375	1200x900x(50, 60, 70, 80, 100) з покриттям GF 1200x900x(70, 80, 100) з покриттям GF	Для використання в конструкціях з підвищеними вимогами на міцність стиску. Для використання у комбінації EKL U+ KKL
32	Плита UKL	120	0,034	1800x1200x(60, 80, 100, 120, 140) з покриттям GF	Для одношарової ізоляції покрівель
33	Плита Paroc PDP	150 180 200	0,038	1800x1200x(30, 40, 50, 60, 80, 100)	
34	Пожежна ізоляція Плита PAL Плита TUL	140 100	0,034	1200x600x(20, 25, 30, 50, 60, 90, 100) 1200x600x10	Для спеціального протипожежного захисту об'єктів. Вогнетривна ізоляція
35	Мати КТ КТ-11	17 11-13	0,036 0,041	(11100-420)x 975x(50-150) (11100,6300)x 1200x(50-100)	Стіни, стелі, підлоги (без навантаження)
36	Мати 560-KL	17	0,036÷ 0,041	1170x560x(50, 70÷100)	Стіни, стелі, підлоги (без навантаження)
37	Мати 575-KL	17	0,036÷ 0,041	(11100, 8400, 6300, 4200)x575x(50, 75, 100, 150)	Стіни, стелі, підлоги (без навантаження)

Продовження додатку Ж

1	2	3	4	5	6
38	Плити KLT	17	0,041	(1320-1170)х (560, 610, 870)х(50÷150)	Стіни, стелі, підлоги (без навантаження)
	KLA	19	0,033	1320х560х(50÷ 150)	
39	Плити RKL	60	0,03	(1500, 3000)х 1200х(30, 45, 60)	Стіни, горища
	RKL-A	60	0,03	3000х1200х(45 ÷60)	
40	Плита RKL-EJ	95	0,031	3000х1200х(13, 25)	Стіни
41	Плити SKL	50	0,03	1150х850х(30, 50)	Стіни, горища
42	Плити VKL	130	0,032	2700х1200х13	Стіни Стіни під штукатуркою Пласкі дахи
	OL-E	50	0,033	1400х600х(100 ÷150)	
	OL-A	65	0,033	1200х600х(20÷ 100)	
	OL-P	40	0,033	1380х1190х(70, 110, 150)	
43	Плити OL-K	130	0,033	1200х600х(30÷ 100)	Пласкі дахи
	OL-KA	75/140	0,033	1380/1550х 1190/1180х (100-180)	
	OL-YK	75	0,033	1500х1180х(80 ÷120)	
	OL-LA	140	0,033	1600х1180х20	
44	Ізоляція фольгова - на KT-AL	11/13	0,033	(11100, 6300)х1200х (50, 100)	Сауни, теплові мережі, комунікації, системи кондиціювання, холодильне обладнання
	KIM-AL	25		(7000, 5000)х1200х (50, 100)	
	REK	60		2600х1200х(25, 45)	

Продовження додатку Ж

1	2	3	4	5	6
45	Ізоляція на сітці KVN-50	50	0,035	(4000, 2000)x1200x (50, 100)	Теплові мережі, комунікації, котли
Теплоізоляційні вироби URSAc					
46	Мати М-11	10÷14	0,042÷ 0,048	(18000, 15000, 11500, 9000, 7500, 6500)x (600x1200)x (50, 60, 80, 100, 120, 140)	Дахи, перекриття, каркасні панелі, стелі підвалів
	М-15	14÷16	0,038÷ 0,046		
	М-17	16÷21	0,036÷ 0,044		
	М-25	21-25	0,034÷ 0,040	(8000, 4000)x (600, 1200)x (50, 60, 80, 100, 120, 140)	Дахи, перекриття, каркасні панелі, трубопроводи, обладнання
47	Плити П-15	13-16	0,038÷ 0,046	1250x600x(50, 60, 70, 80, 100, 110, 120)	Дахи, перекриття, каркасні панелі, стелі підвалів
	П-17	16-18	0,036÷ 0,044	1250x600x(50, 60, 70, 80, 100, 110, 120)	
48	Плити П-20	16-20	0,035÷ 0,040	1250x600x(50, 60, 70, 80, 100, 110, 120)	Зовнішні стіни будівель
	П-30	26-32	0,033÷ 0,038	1250x600x(40, 50, 60, 70, 80, 100)	
49	Плити П-35	32÷38	0,033- 0,038	1250x600x(40, 50, 60, 70, 80, 100)	Зовнішні стіни будівель, трубопроводи, обладнання
	П-45	38÷50	0,033- 0,038	1250x600x(40, 50, 60, 70, 80, 100)	
	П-60	50÷66	0,033- 0,037	1250x600x(20, 25, 30, 35, 40)	
50	Плити П-75	66-75	0,033- 0,037	1250x600x(20, 25, 30, 35, 40)	Зовнішні стіни будівель, звукоізоляція

Продовження додатку Ж

1	2	3	4	5	6
Теплоізоляційні вироби Rockwool					
51	Rockmin	29, 35	0,038	1000х(625, 600, 500)х(40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 150, 200)	Підлога, стеля, покрівля
52	Stroprok	160	0,041	1000х500х(30, 40, 50, 60, 70, 80, 100)	Підлога
53	Rockmur	50	0,040	1000х500х(40, 50, 60, 80, 100, 120)	Стіни
54	Panelrock	70	0,037	1000х500х(50, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 150)	Стіни
55	Wentirock	100	0,037	1000х500х(40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 120)	Стіни
56	Rockton	45	0,040	1000х(600, 625)х(50, 60, 70, 80, 90, 100, 120)	Стіни
57	Deltarock 1	35	0,037	1000х500х(50, 60, 80, 100, 120, 150)	Покрівля
58	Dachrock	200	0,041	1000х500х(50, 60, 70, 80, 90, 100)	Покрівля
59	Superrock		0,034	1000х(625, 600, 500)х(50, 60, 80, 100, 120, 140, 150, 160, 180, 200, 250)	
60	Spodrock	138	0,042	1000х500х(50, 60, 70, 80, 90, 100, 120)	Покрівля

Список літератури

1. Шубин Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов [Текст] / Е.П. Шубин; - М.: Энергия, 1979. – 360 с.
2. Базовые энергоустановки и окружающая среда [Текст]: учеб. пособие / под ред. В.А. Маляренко; Харьк. гос. акад. міськ. госп-ва.- Х.: ХГАГХ, 2002. – 398 с.
3. Товажнянский Л.Л. Проблемы энергетики на рубеже XXI столетия [Текст] / Л.Л. Товажнянский, Б.А. Левченко: Уч. пособие; Нац. техн. ун-т «Харьковский политехнический институт». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004.- 174 с.
4. СНиП II-6-75* Планировка и застройка городов, поселков и сельских населенных пунктов [Текст]. – М.: Стройиздат, 1981.- 77 с.
5. Сегединов А.А. Проблемы экономики развития инфраструктуры городов [Текст] / А.А. Сегединов; - М.: Стройиздат, 1981.- 216 с.
6. Губіна М.В. Формування житлової забудови в містах [Текст] / М.В. Губіна; Навч. посібник. – К.: ІСДО, 1994.- 136 с.
7. Дмитриев А.В. Городские инженерные сети [Текст] / А.В. Дмитриев, А.Б. Кетаев; - М.: Стройиздат, 1988.- 176 с.
8. Коломиец Н.Н. Техничко-економические показатели инженерного оборудования жилых районов с повышенной этажностью застройки [Текст] / Н.Н. Коломиец, И.Я. Панченко, Р.А. Флейдервиш // Градостроительство. Инженерное оборудование городов: науч.-техн. сб. – К.: Будівельник, 1968. – С. 36-43.
9. Атаманчук В.В. Комплексне підвищення ефективності тепло забезпечення містобудівними заходами [Текст] / В.В. Атаманчук // Містобудування та територіальне планування: науч.-техн. зб. – К.: Техніка, 2007. – Вип. 27.- С. 5-10.
10. Концепция оценки технического состояния городских инженерных систем и электрического транспорта г. Харькова [Текст] / Л.Н. Шутенко, М.С. Золотов, Н.А. Шульга, В.А. Ткачев, В.Ф. Далека // Коммунальное хозяйство городов: науч.-техн. сб. – К.: Техніка, 2007. – Вып. 37. – с.131-134.
11. Зингер Н.М. Пластинчатые теплообменники в системах теплоснабжения [Текст]: / Н.М. Зингер, А.М. Тарадай, Л.С. Бармина; - М.: Энергоиздат, 1995. – 256 с.
12. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарські потреби в Україні [Текст]: керівний технічний матеріал 204 України, 244-94, 195. – 636 с.
13. Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения [Текст] / Н.Н. Чистяков, М.М. Грудзинский, В.И. Личак и др. – М.: Стройиздат, 1988. – 314 с.

14. Пластинчатые теплообменники в промышленности [Текст]: учеб. Пособие / Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин и др.: под общ. ред. Л.Л. ТОВАЖНЯНСКОГО; национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.
15. Повышение эффективности работы тепловых пунктов [Текст] / Н.М. Зингер, В.Г. Бестолченко, А.А. Жидков. – М.: Стройиздат, 1990. – 185 с.
16. Тарадай А.М. Основы разработки пластинчатых теплообменников для систем теплоснабжения [Текст] / А.М. Тарадай; - Харьков: Основа, 1998. – 192 с.
17. Теплоснабжение [Текст]: Учебник /под общ. ред. А.А. Ионина. – М.: Стройиздат, 1973. – 396 с.
18. Бобух А.О. Автоматизація інженерних систем [Текст] / А.О. Бобух: навч. посібник. – Х.: ХНАМГ, 2005. – 212 с.
19. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: справ. пособие / Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др.: Под общ. ред. Л.Д. Богуславского. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.
20. Автоматика и автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции [Текст] / А.А. Калманов, Ю.Я. Кувшинов, С.С. Романова и др. – М.: Стройиздат, 1986. – 479 с.
21. Ту Ю.Т. Цифровые и импульсные системы автоматического управления [Текст] / Ю.Т. Ту. – М.: Стройиздат, 1964. – 703 с.
22. Методические указания по тепловым и гидравлическим расчетам пластинчатых теплообменников (водонагревателей), применяемых в системах теплоснабжения [Текст]. – К.: 1998. – 49 с.
23. Теплообменники пластинчатые. Методы тепловых и гидравлических расчетов [Текст]: Руководящий технический материал, РТМ 26-01-107 78, 1979. – 256 с.
24. Демидович Б.П. Численные методы анализа [Текст] / Б.П. Демидович, И.А. Марон, Э.З. Шувалова. – М.: Наука, 1967. – 368 с.
25. Справочник по гидравлике [Текст] / под общ. ред. В.А. Большакова. – К.: Вища школа, 1984. – 368 с.
26. Василенко А.А. Уравнение движения жидкости в дырчатых трубопроводах с учетом закона присоединения расхода [Текст] / А.А. Василенко // Гидравлика и гидротехника. – К.: Техніка, 1973. – Вып. 16. – С. 21-28.
27. Тепловая изоляция [Текст] / под ред. Г.Ф. Кузнецова. – М.: Стройиздат, 1995. – 421 с.
28. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей [Текст] / под ред. А.А. Николаева. – М.: Стройиздат, 1965. – 359 с.
29. Зингер Н.М. Оценка теплотерь в системах горячего водоснабжения микрорайонов [Текст] / Н.М. Зингер, А.Л. Бурд // Теплоэнергетика, 1977. - № 12. – С. 53-55.

30. Андреев С.Ю. Энергосбережение в коммунальной теплоэнергетике [Текст] / С.Ю. Андреев, Н.П. Голованов, А.П. Репин // Энерго-снабжение. Энергетика. Энергоиздат. – 2007. - № 3. – С. 62-68.
31. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена [Текст]. М.: Энергия, 1979. – 320 с.
32. Теплотехнический справочник [Текст] / под общ. ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева, т. 2. – М.: Энергия, 1976. – 896 с.
33. Преображенский В.П. Теплотехнические приборы и измерения [Текст] / В.П. Преображенский. – М.: Энергия, 1978. – 704 с.
34. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных тепловых сетях. РД 34.09.255-97. [Текст] – М.: 1998. – 56 с.
35. СНиП 2.04.01-85 Внутренний водопровод и канализация [Текст]. – М.: Стройиздат, 1985. – 56 с.
36. Соколов Е.Я. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов [Текст] / Е.Я. Соколов // Теплоэнергетика. – 1958. - № 5, С. 38-43.
37. Соколов Е.Я. О тепловых характеристиках теплообменных аппаратов / Е.Я. Соколов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1963. - № 1. – С. 20-24.
38. Зингер Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем [Текст] / Н.М. Зингер. – М.: Энергоиздат, 1986. – 320 с.
39. Алексахин А.А. Оценка точности расчетного определения расхода сетевой воды при двухступенчатой последовательной схеме водонагревательной установки [Текст] / А.А. Алексахин // Коммунальное хозяйство городов: науч.-техн. сб. – К.: Техника, 2006. – Вып. 72. – С. 169-175.
40. Алексахін О.О. Визначення витрат сітьової води через водопідігрівну установку при довільній температурі в подавальних трубопроводах теплових мереж [Текст] / О.О. Алексахін // Інформаційні технології, наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Матеріали міжнародної науково-практичної конференції: НТУ „ХПІ”. – Х.: Курсор, 2007. – С. 22-27.
41. Маляренко В.А. Основы теплофизики зданий та енергозбереження [Текст] / В.А. Маляренко. – Харків: „Вид. САГА”, 2006. – 484 с.
42. Атаманчук В.В. Містобудівні аспекти енергозбереження [Текст] / В.В. Атаманчук // Містобудування та територіальне планування: науч.-техн. зб. – К.: Техніки, 2006. – Вип.. 25. – С. 31-37.
43. Савйовский В.В. Ремонт и реконструкция гражданских зданий [Текст] / В.В. Савйовский, О.Н. Болотских. – Харьков: Ватерпас, 1999. – 288 с.
44. Техническая теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений [Текст] / В.А.Маляренко, А.Ф. Редько, Ю.И. Чайка, В.Б. Поволочко. – Х.: Рубикон, 2001. – 280 с.
45. Козин В. Е. Теплоснабжение [Текст] / В.Е. Козин, Т.А. Левина, А.П. Марков. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

АЛЕКСАХІН Олександр Олексійович

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ МІКРОРАЙОННИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Монографія

Відповідальний за випуск:
кандидат технічних наук професор *М. О. Шульга*
Редактор: *М. З. Аляб'єв*
Комп'ютерне верстання: *Степань Ю.П.*

Підп. до друку 16.03.2010

Формат 60×84 1/16

Ум. друк. арк. 8,1

Друк на ризографі

Тираж 500 пр.

Зам. №

Видавець і виготовлювач:
Харківська національна академія міського господарства
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи: ДК №731 від 19.12.2001